

**BEST AVAILABLE COPY**

## **APPENDIX C**

## United States Patent [19]

Iritani et al.

[11] Patent Number: 5,526,650

[45] Date of Patent: Jun. 18, 1996

## [54] AIR-CONDITIONING APPARATUS

5319070 12/1993 Japan  
5319077 12/1993 Japan[75] Inventors: Kunio Iritani, Anjo; Takahisa Suzuki,  
Kariya; Akira Isaji, Nishio, all of Japan

## OTHER PUBLICATIONS

[73] Assignee: Nippondenso Co., Ltd., Kariya, Japan

Patent Abstract of Japan, vol. 17, No. 645 (M-1517) Aug.  
1993 re JP-A 5203274.

[21] Appl. No.: 308,929

Primary Examiner—William E. Wayner  
Attorney, Agent, or Firm—Cushman, Darby & Cushman

[22] Filed: Sep. 20, 1994

## [30] Foreign Application Priority Data

Sep. 21, 1993	[JP]	Japan	5-234550
Apr. 21, 1994	[JP]	Japan	6-082875
May 23, 1994	[JP]	Japan	6-108142

[51] Int. Cl.<sup>6</sup> F25D 17/02; F25B 41/04

[52] U.S. Cl. 62/205; 62/90

[58] Field of Search 62/160, 90, 324.6,  
62/173, 205

## [56] References Cited

## U.S. PATENT DOCUMENTS

3,738,117	6/1973	Engel	62/90 X
3,798,920	3/1974	Morgan	62/173
4,920,756	5/1990	Howland et al.	62/90 X
5,052,189	10/1991	Akiike	62/197
5,299,431	4/1994	Iritani et al.	62/243

## FOREIGN PATENT DOCUMENTS

4151324	5/1992	Japan	62/90
5229333	9/1993	Japan	

5 Claims, 20 Drawing Sheets

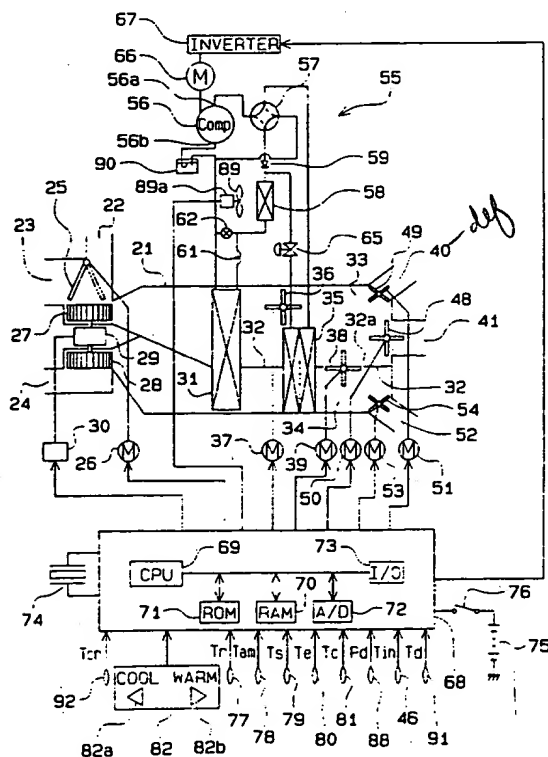


FIG. 1

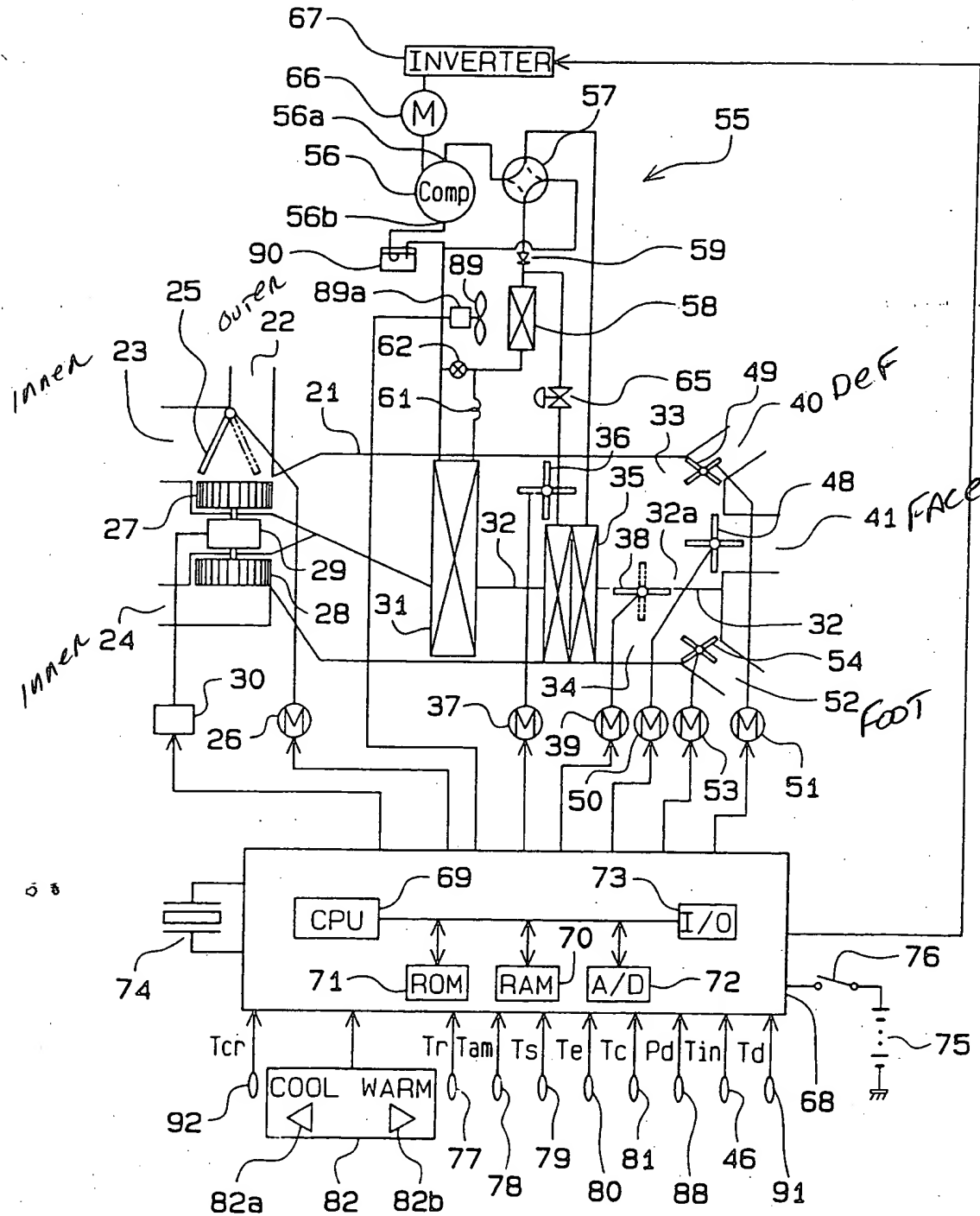


FIG. 2

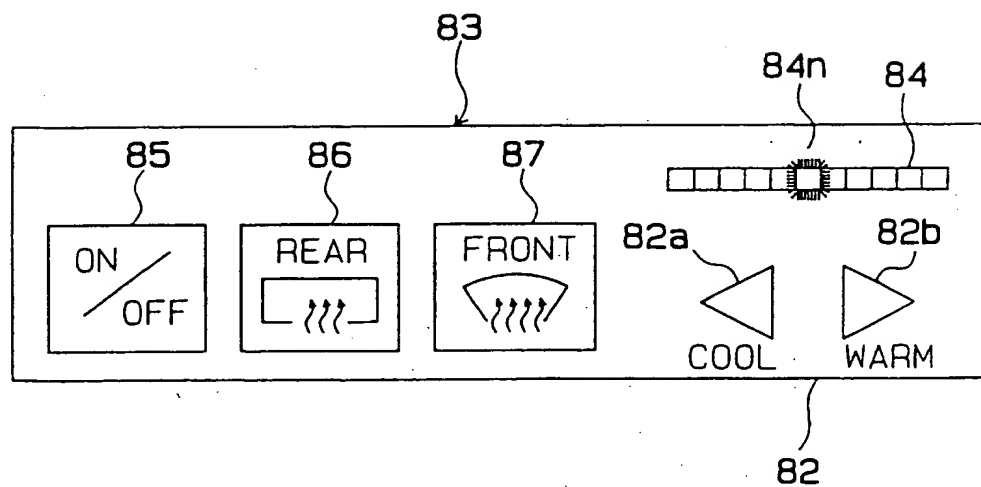




FIG. 3

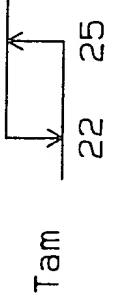
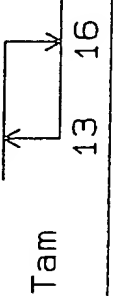

INPUT			OUTPUT
MODE OF REFRIGERANT CYCLE 55	COMPRESSOR	OUTPUT DATA OF EACH SENSOR	
COOLING	ON		Hi
			Lo
HEATING	ON		Hi
			Lo
DEHUMIDIFYING	ON		Hi
			Lo
			OFF

FIG. 4A

FIG. 4

FIG. 4A

FIG. 4B

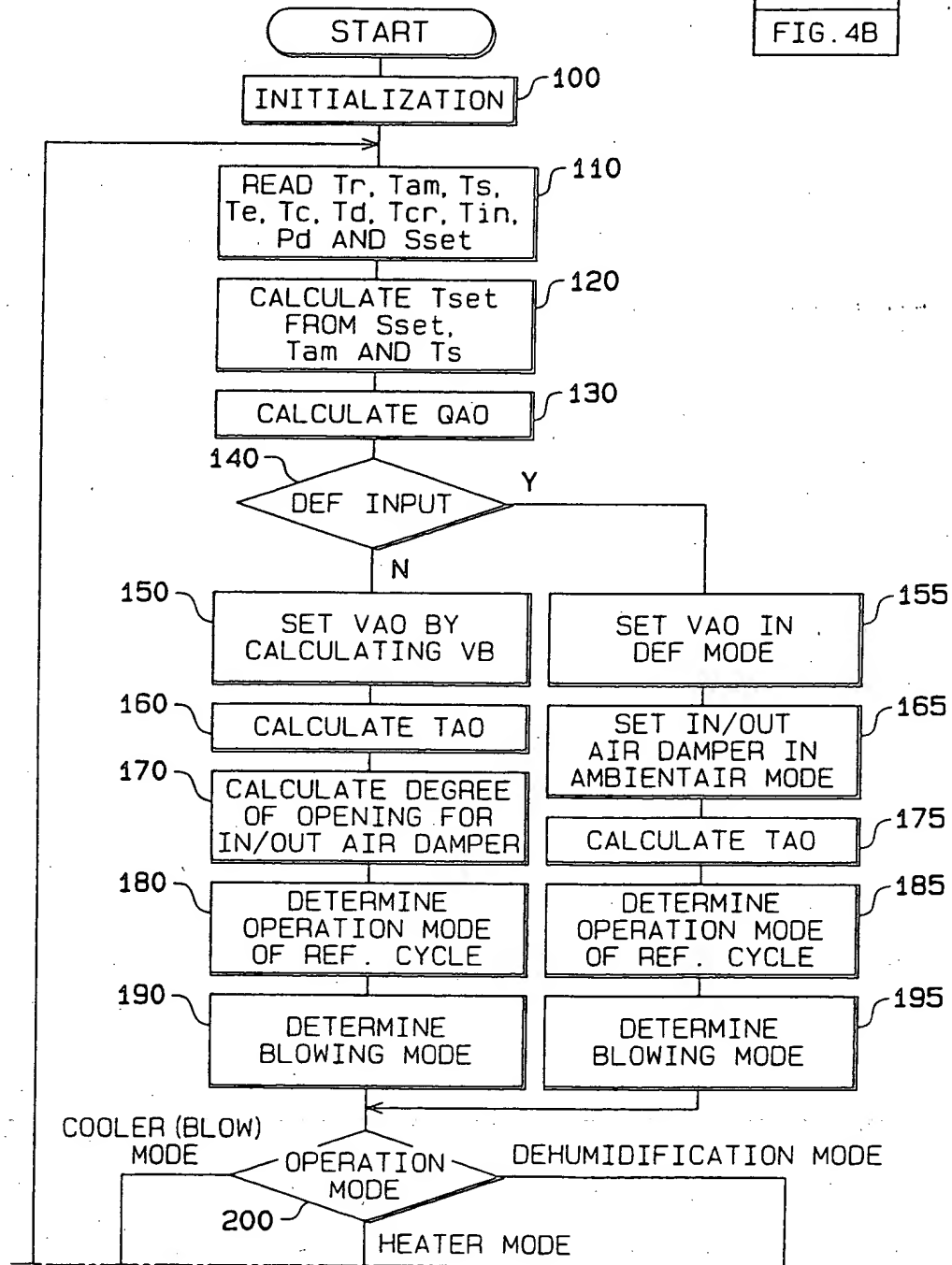


FIG. 4B

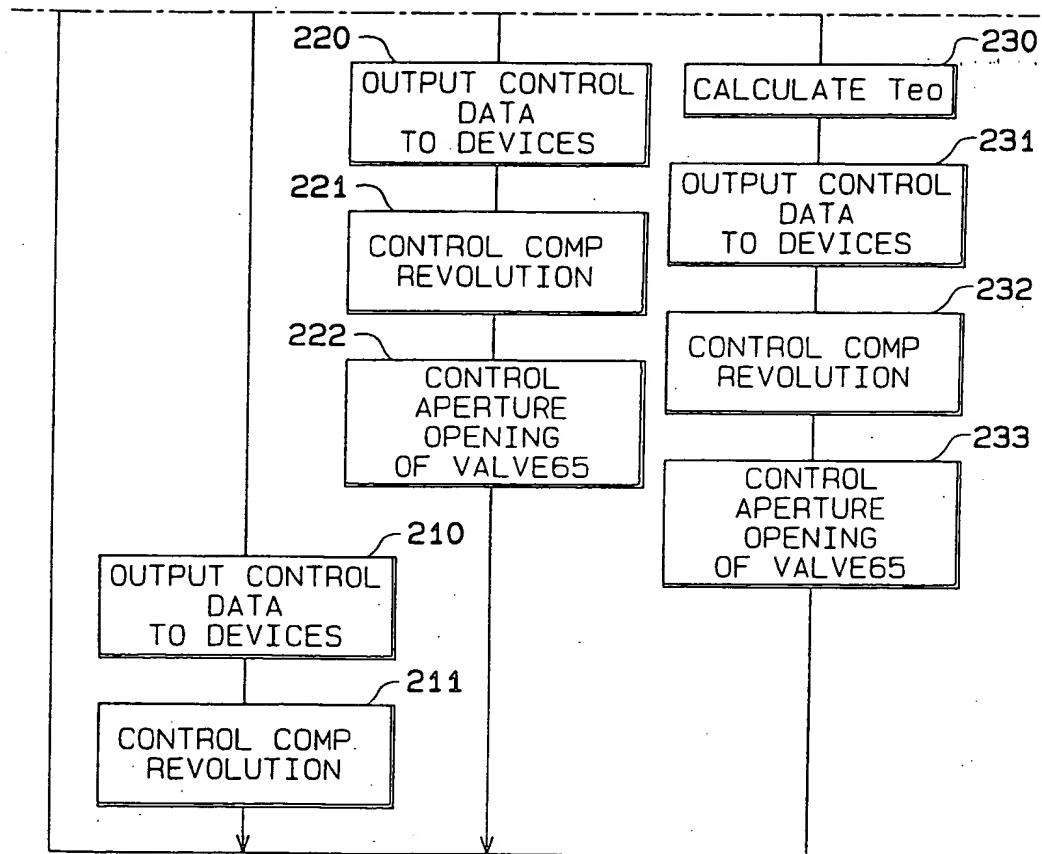


FIG. 5A

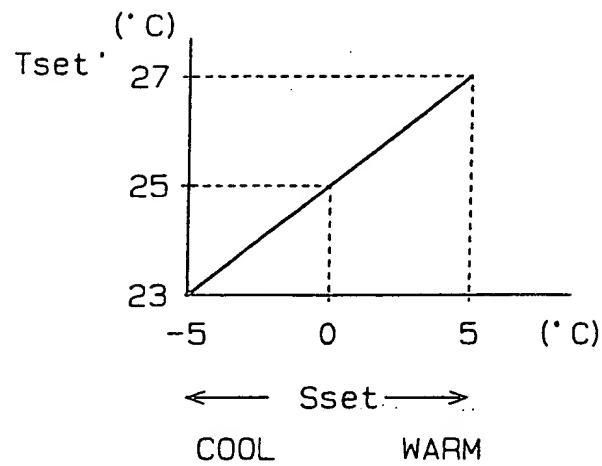


FIG. 5B

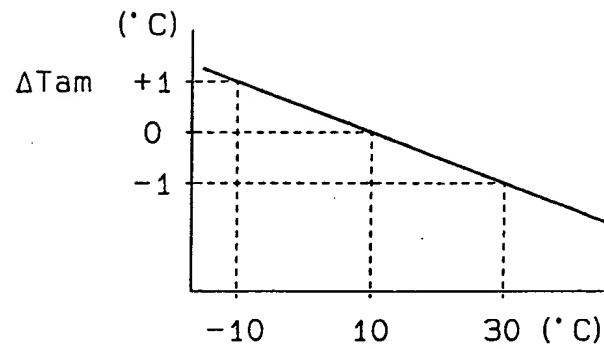
AMBIENT AIR TEMPERATURE  $T_{am}$ 

FIG. 5C

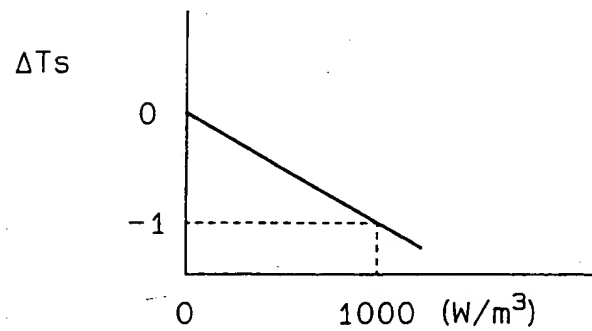
AMOUNT OF SUNLIGHT  $T_s$

FIG. 6

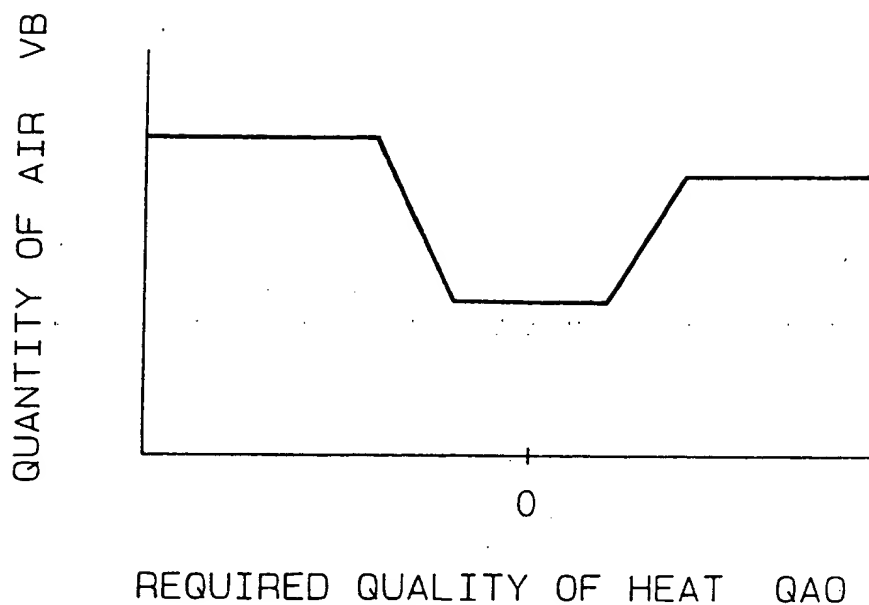


FIG. 7

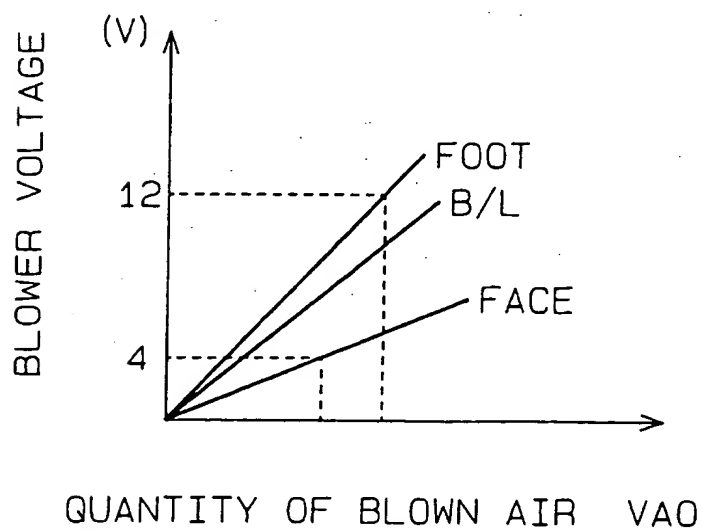


FIG. 8

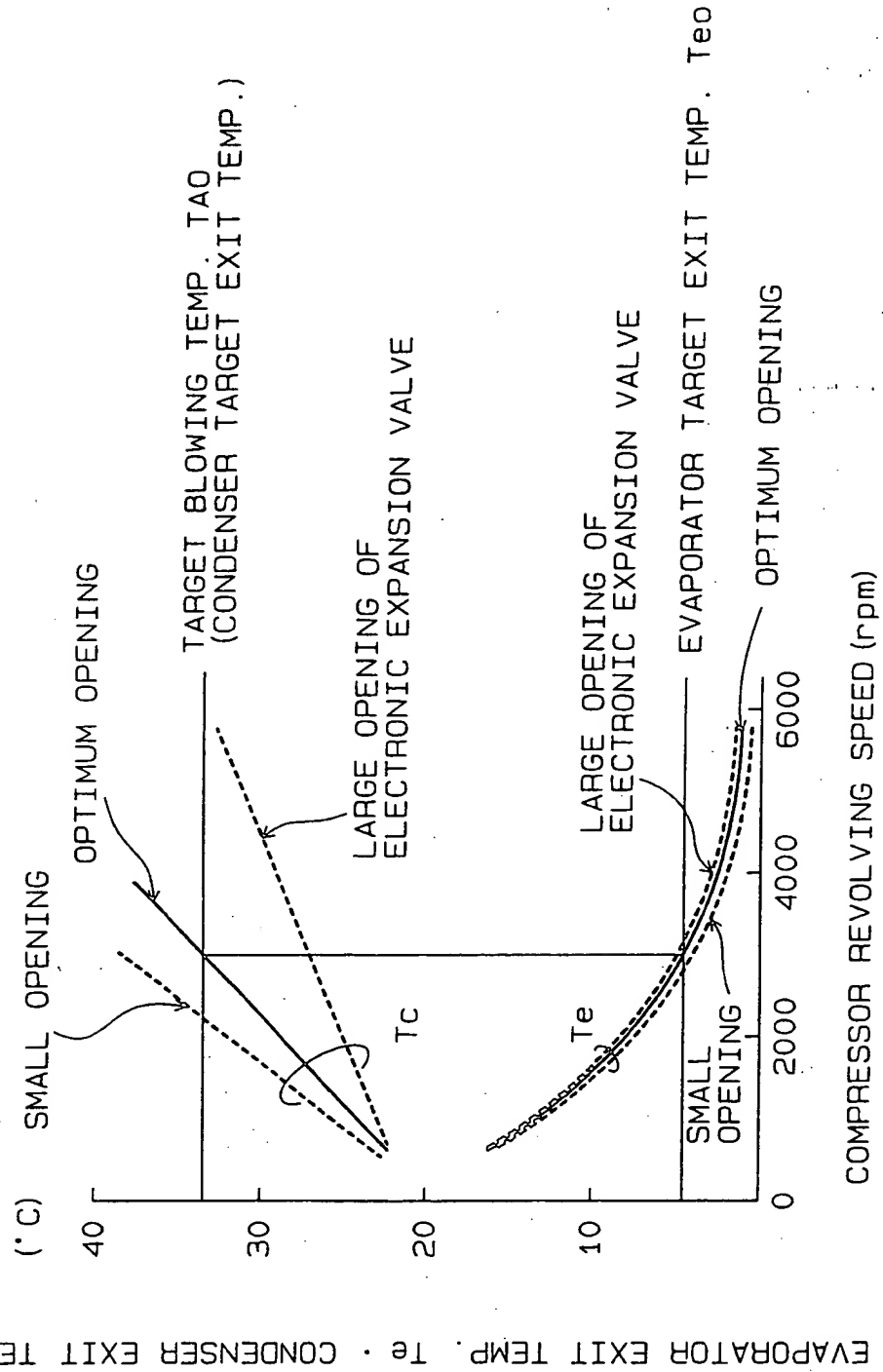


FIG. 9

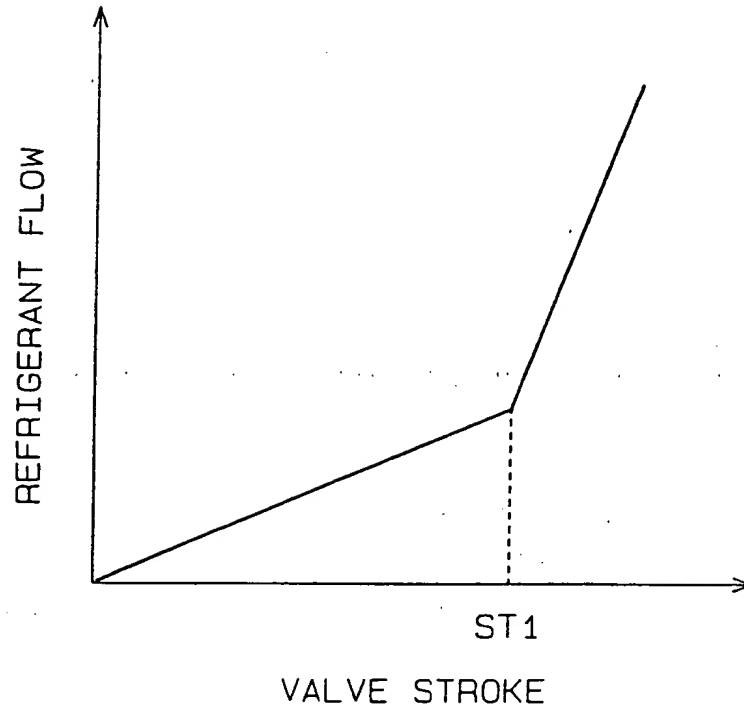


FIG. 10

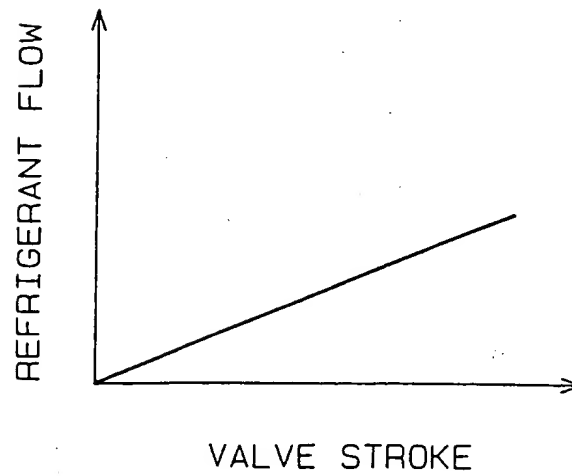


FIG. 11

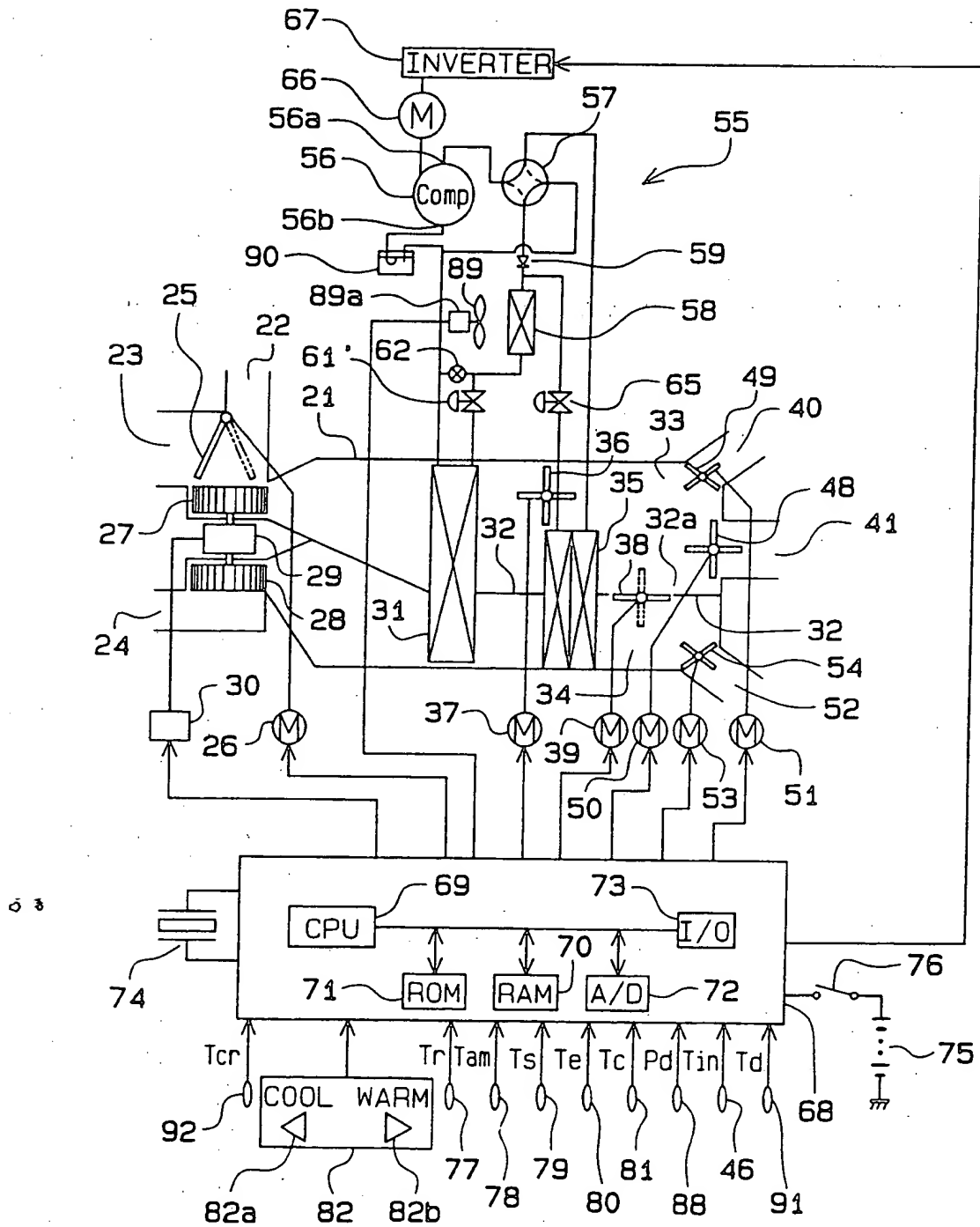




FIG. 12A

FIG. 12

FIG. 12A

FIG. 12B

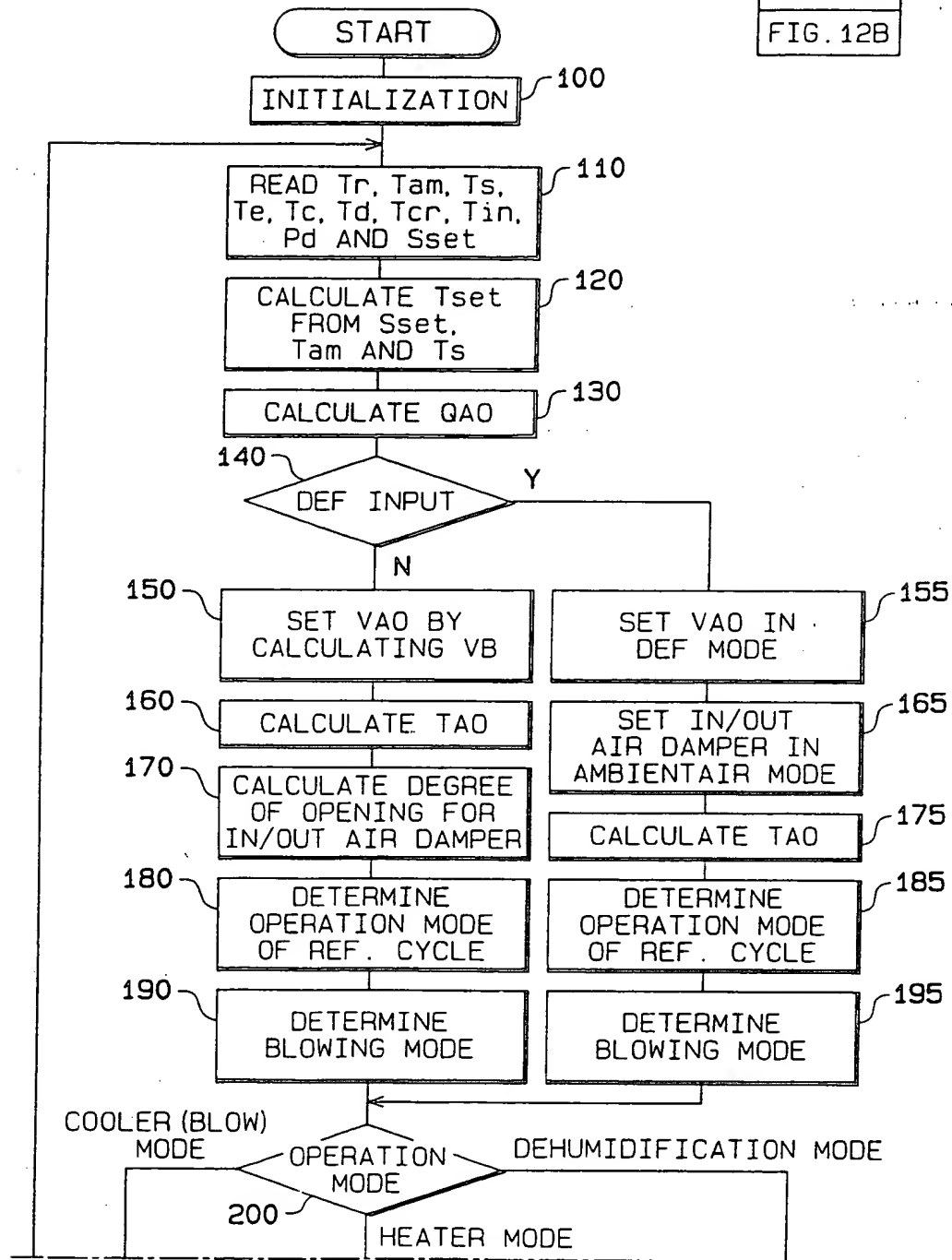


FIG. 12B

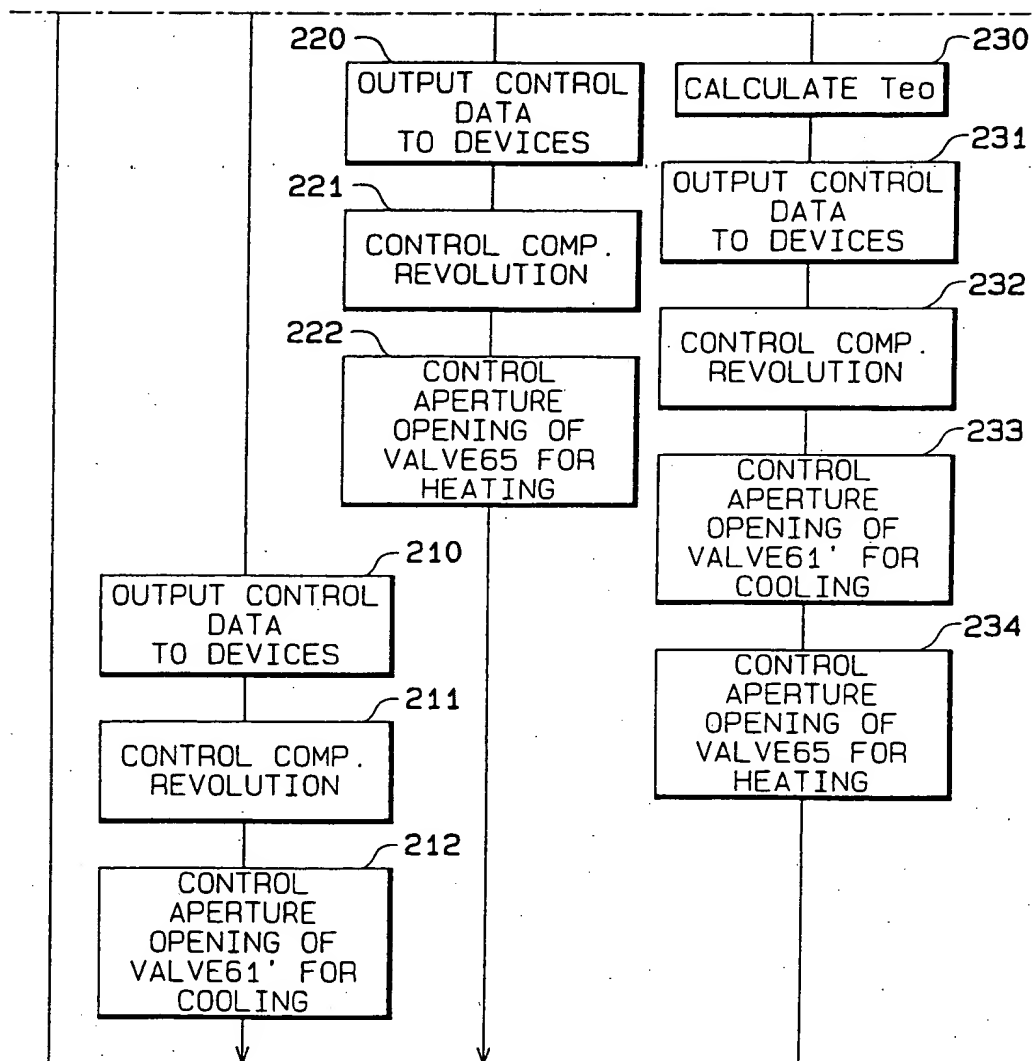


FIG. 13

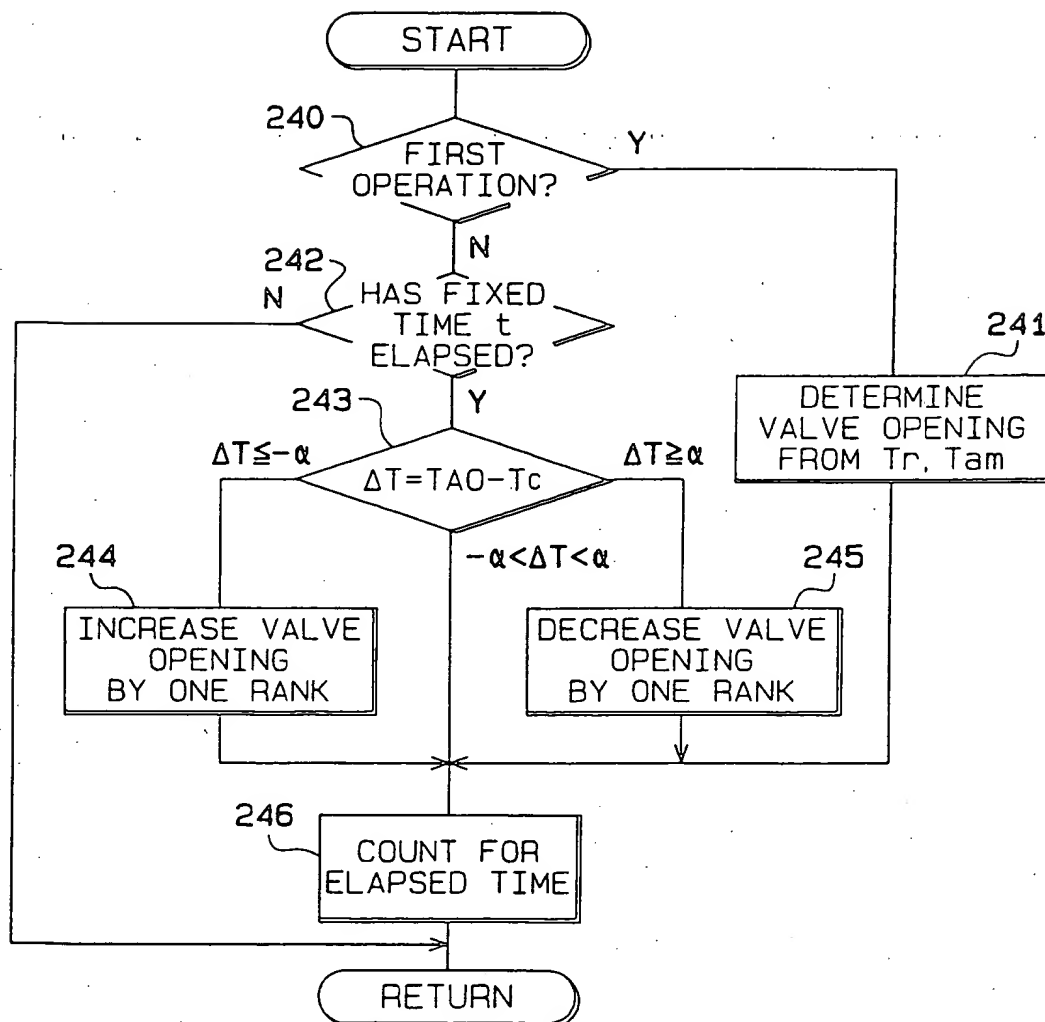


FIG. 14

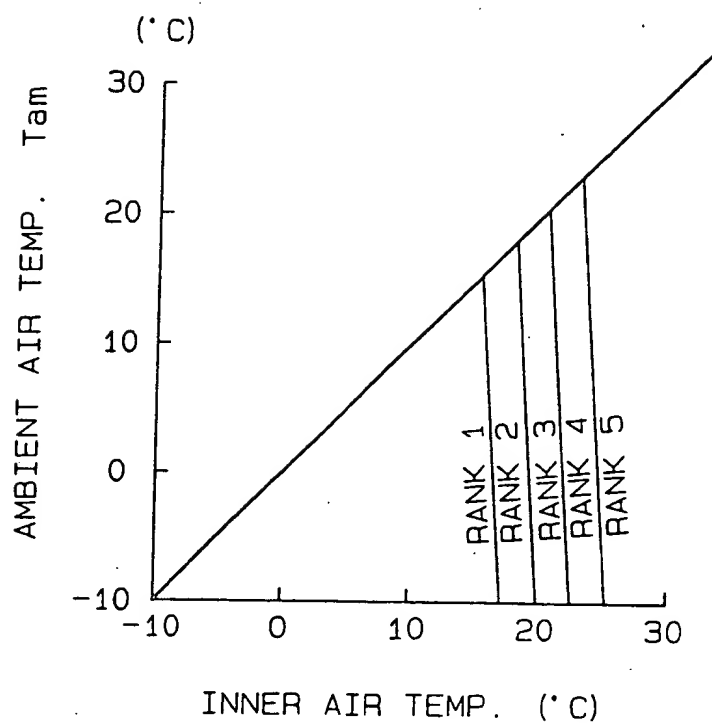


FIG. 15

63

DOWN



UP

	VALVE OPENING FOR HEATING	VALVE OPENING FOR COOLING
RANK 1	A	D
RANK 2	A	C
RANK 3	B	C
RANK 4	C	C
RANK 5	D	C

FIG. 16

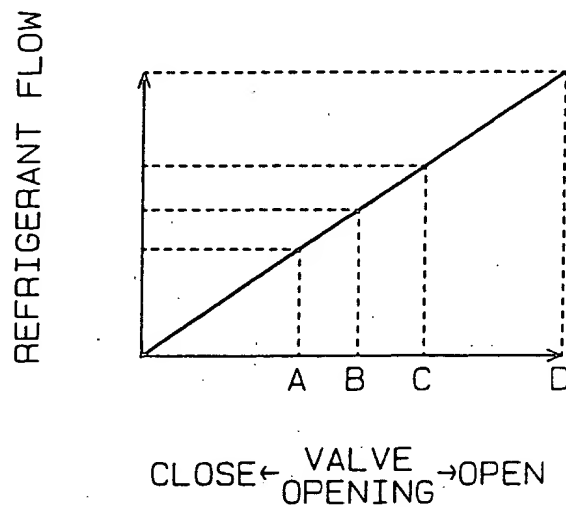
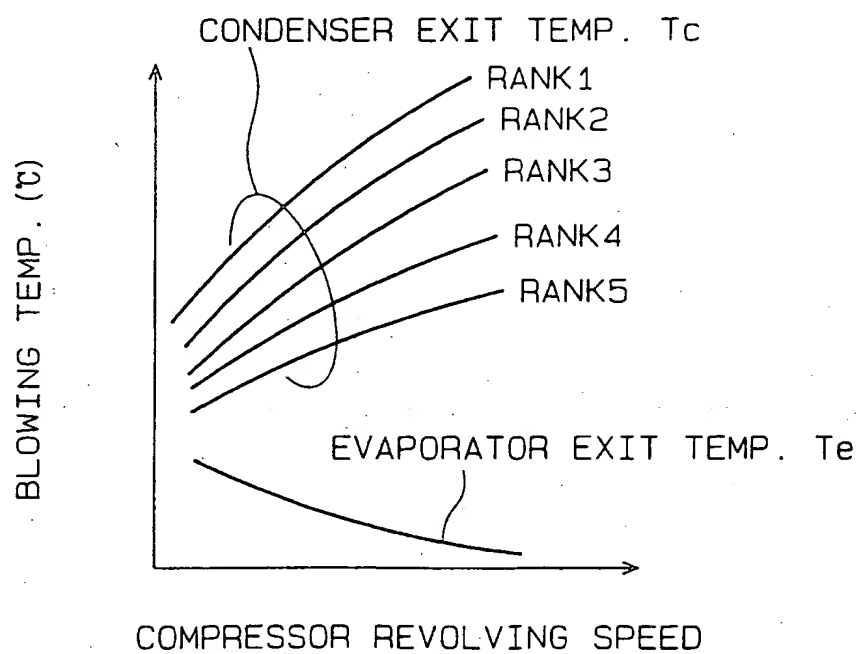


FIG. 17



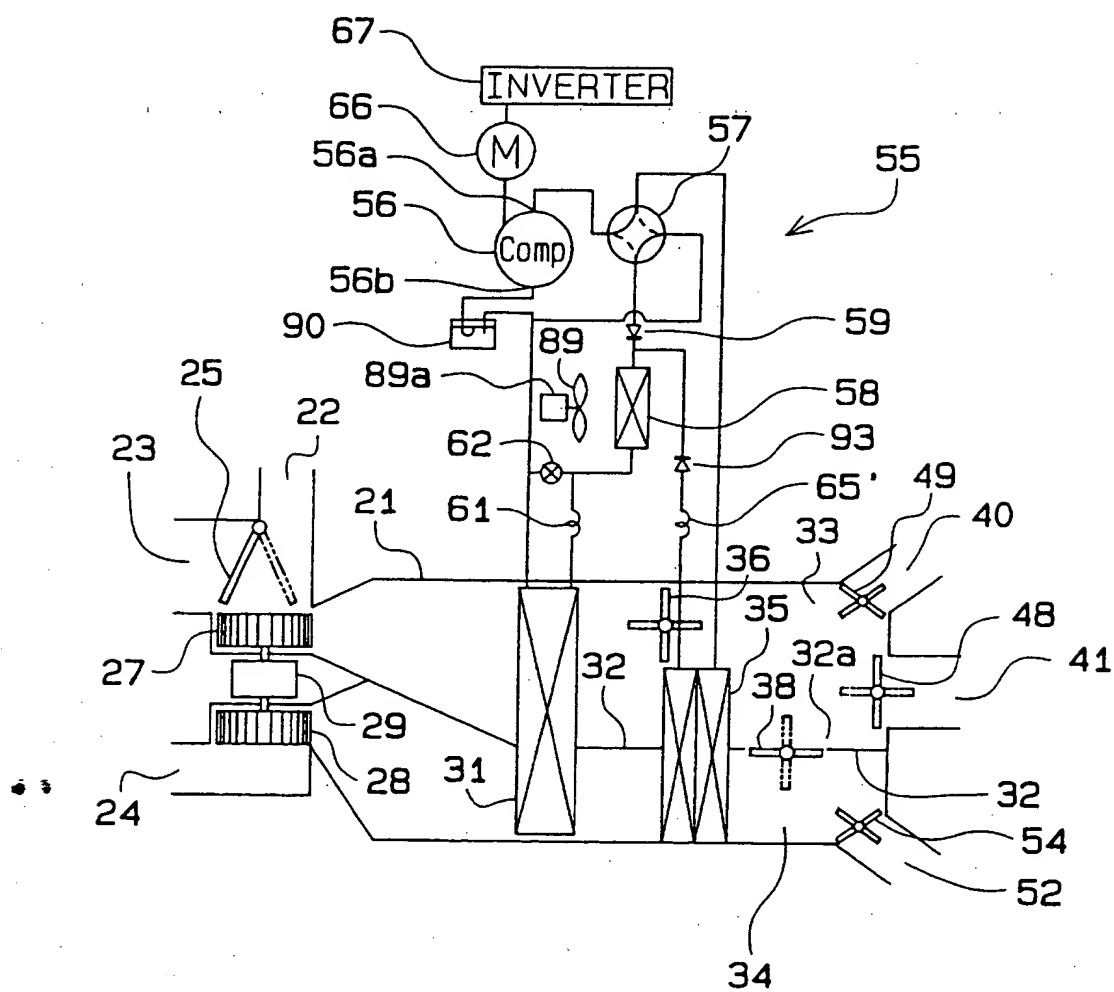


FIG. 19A

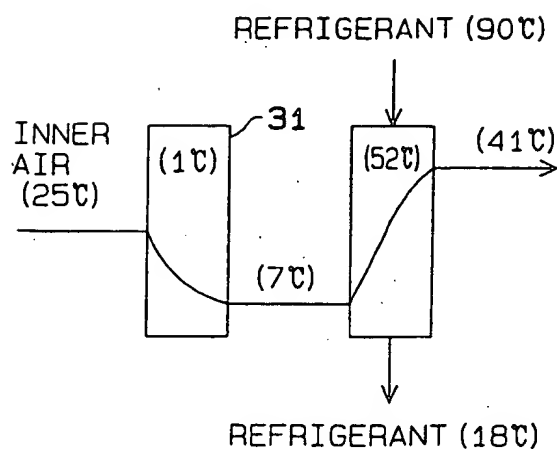


FIG. 19B

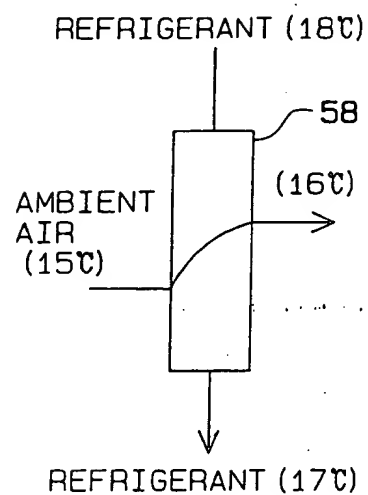


FIG. 20

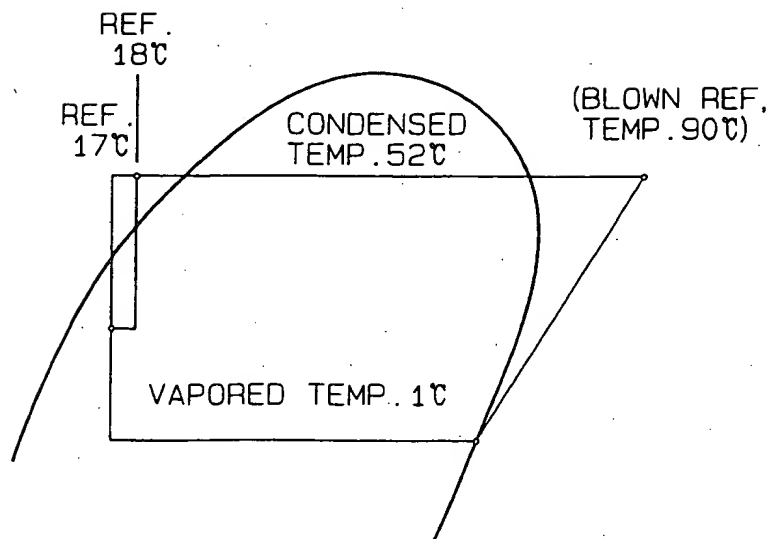


FIG. 21

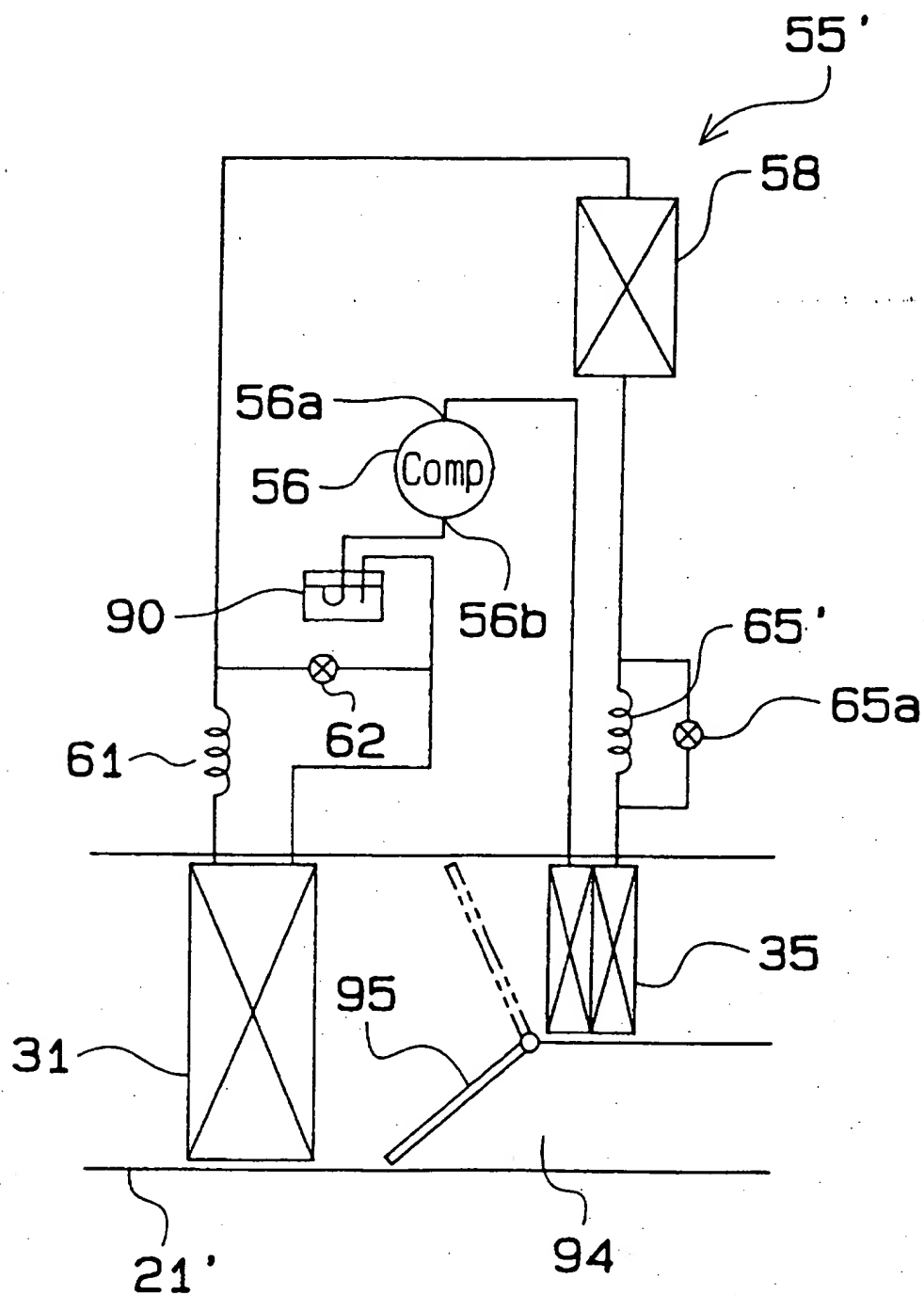




FIG. 22

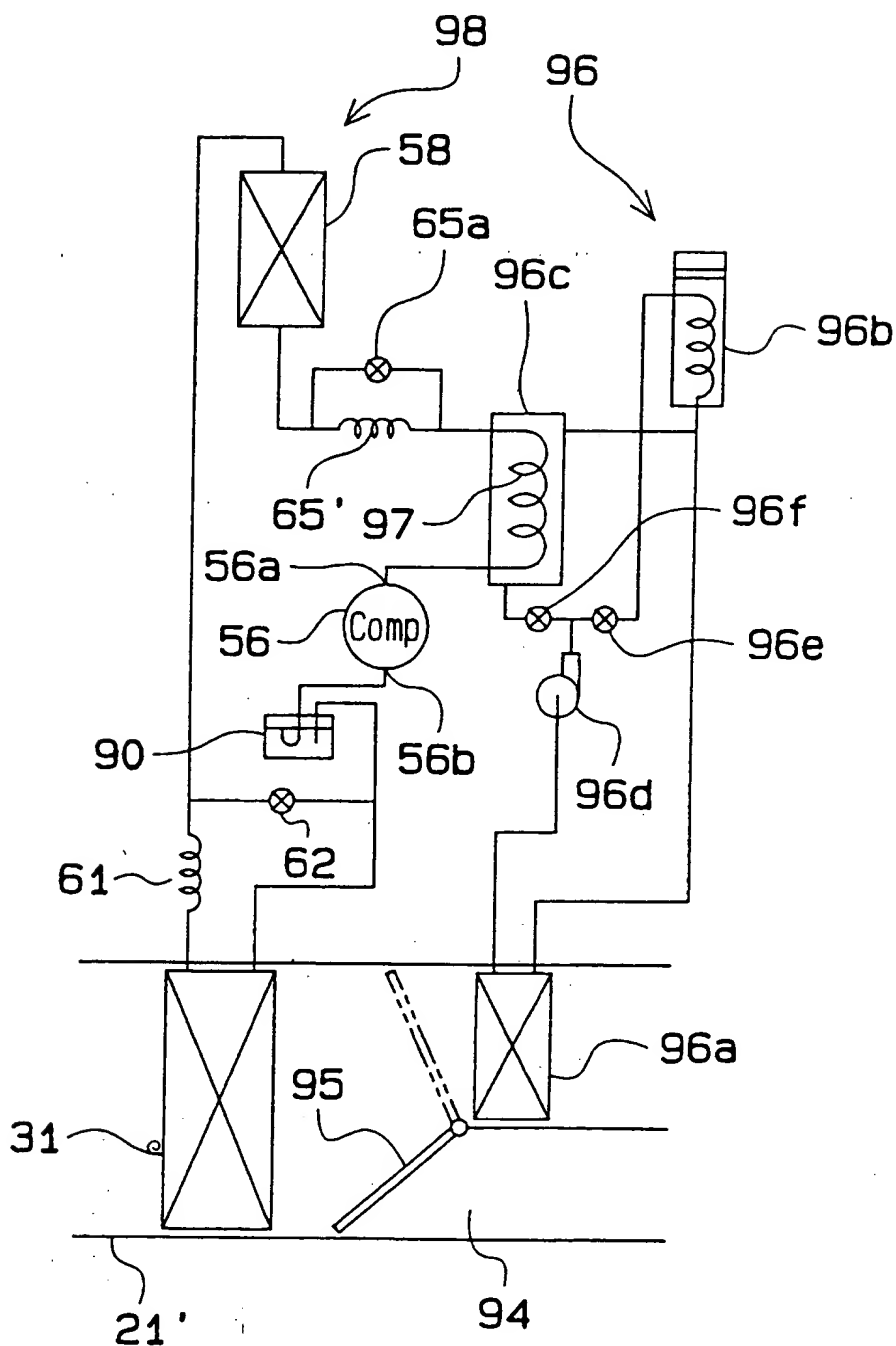
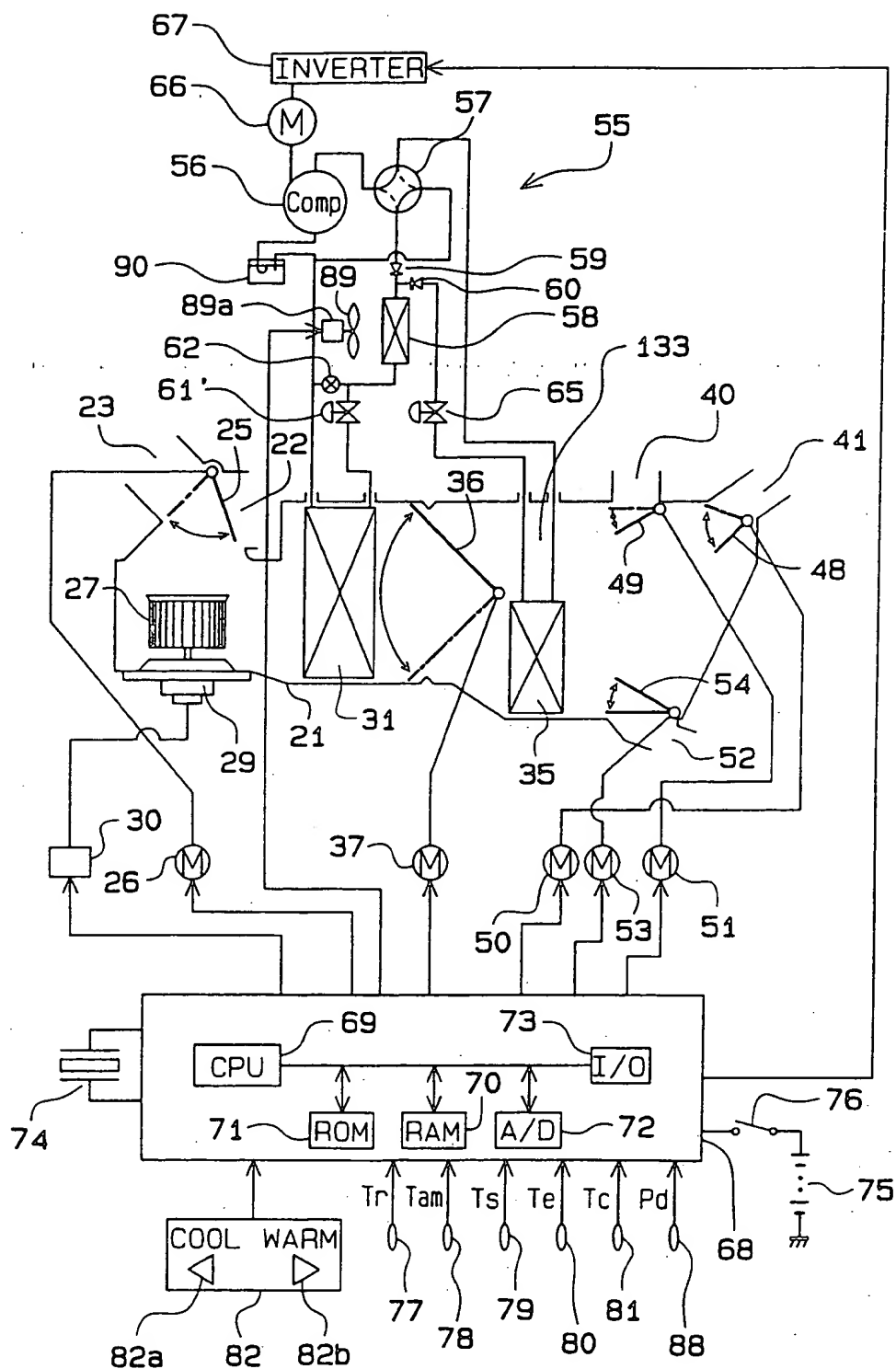


FIG. 23



## AIR-CONDITIONING APPARATUS

## CROSS REFERENCE TO RELATED APPLICATION

This application claims the benefit of priority of the prior Japanese patent applications No. 5-234550, 6-82875 and 4-108142 filed on Sep. 21, 1993, Apr. 21, 1994 and May 23, 1994 respectively, the contents of which are incorporated herein by reference.

## BACKGROUND OF THE INVENTION

## 1. Field of the Invention

This invention relates to an air-conditioning apparatus with an improved operation control system when operating in a dehumidification mode.

## 2. Description of the Related Art

As an air-conditioning apparatus mounted on, for example an electrical vehicle, in recent years there have been items which employ a refrigeration cycle which doubles in use as a heat pump. Such devices are intended to switch a heater-cooler unit by means of switching, using a valve, a circulation path of refrigerant.

In order to perform dehumidification from a heater-cooler unit with a refrigeration cycle that doubles in use as heat pump, as disclosed in Japanese Patent Application No. 4-107027, which was published Dec. 3, 1993 under No. 5-319077 it has been proposed that a condenser be positioned in an air-conditioning apparatus evaporator within an air duct as well as disposing an exterior heat exchanger outside the air duct. This condenser, exterior heat exchanger, and evaporator are provided in a refrigerant circulation circuit, and by switching a valve provided in this refrigerant circulation circuit and switching the circulation circuit for the refrigerant, the device is changed from a heater to an air-conditioner to a dehumidification device. The operation mode is changed as follows: in the cooling mode, refrigerant discharged from the compressor flows from the exterior heat exchanger to the evaporator and is returned to the compressor, and the exterior heat exchanger functions as an "exterior condenser." In the heater mode, refrigerant discharged from the compressor flows from the condenser to the exterior heat exchanger and is returned to the compressor, and the exterior heat exchanger functions as an "exterior evaporator." Further, in the dehumidification mode, refrigerant discharged from the compressor flows from the condenser to the evaporator via the exterior heat exchanger, and air dehumidified and chilled by the evaporator is heated to the target blowing temperature by the condenser and is blown into the passenger compartment.

In order to control the blowing temperature during cooler, heater, or dehumidification modes in such an air-conditioning apparatus, an exterior fan which forces air toward the exterior heat exchanger is provided. The fan varies the heat-exchanging capacity (heat-absorbing or heat-radiating capacity) of the exterior heat exchanger by switching the revolving speed of this exterior fan, thus affecting the heat-radiating capacity of the condenser and the heat-absorbing capacity of the evaporator.

In the case where an air-conditioning apparatus such as that described above is installed in a vehicle such as a van, because of the relationship whereby the exterior heat exchanger is installed horizontally on the bottom surface of the vehicle body, effects due to vehicle-speed wind (wind

received in accordance with vehicle (travel) with respect to the heat-exchanging capacity of the exterior heat exchanger are hardly exerted. For this reason it is possible to actively control the heat-exchanging capacity of the exterior heat exchanger by means of switching the revolving speed of an exterior fan.

In contrast to this, in the case where the foregoing exterior heat exchanger was installed in a location receiving vehicle speed wind from the front grille, as is the case when mounted on an ordinary vehicle—i.e., a vehicle with a structure that takes in vehicle speed wind from the front grille—the heat-exchanging capacity of the exterior heat exchanger fluctuated in accordance with the magnitude of vehicle speed. Thus, the following problem arose with the prior art.

Briefly, in the cooler mode and the heater mode, the temperature of the evaporator working as a heat exchanger for the cooler and the temperature of the condenser working as a heat exchanger for the heater in the respective modes do not fluctuate greatly even in the case when the heat-exchanging capacity of the exterior heat exchanger has fluctuated, and so there is no large fluctuation in the temperature of the air conditioner air, and no impediment occurs in practical usage.

In the dehumidification mode, however, where the condenser acts as a reheating source for the air dehumidified and chilled by the evaporator, the condenser and exterior heat exchanger function as a refrigerant condenser in a series-connected state, and a phenomenon occurs wherein the temperature of the condenser fluctuates according to the magnitude of the vehicle speed. That is to say, in the case when vehicle speed is large, the heat-radiating performance of the foregoing condenser and exterior heat exchanger, and in its turn the condensation performance, rise and condensation pressure drops, and so the temperature of the condenser experiences a relative decline. Additionally, in the case when vehicle speed is small (including times when the vehicle is stopped), the condensation performance of the condenser and exterior heat exchanger fall and condensation pressure rises, and so the temperature of the condenser experiences a relative rise. Because of this, when in the dehumidification mode the blowing temperature dependent on the temperature of the condenser fluctuates in accordance with the magnitude of the vehicle speed, and there is the problem that comfortable air conditioning cannot be expected.

Additionally, there is the drawback that the adjustment range of the heat-exchanging capacity of the exterior heat exchanger obtained by means of switching the revolving speed of the exterior fan is not sufficient when seen from the temperature adjustment range of the blown air that is actually required, and the temperature adjustment range of the blown air is narrow.

## SUMMARY OF THE INVENTION

In light of such circumstances, the present invention provides an air-conditioning apparatus which performs reliably even when dehumidification is selected. A heater-cooler unit, by means of a refrigeration cycle which doubles in use as heat pump. Furthermore, during dehumidification mode, it is possible to effectively prevent fluctuations in blowing temperature due to the magnitude of the vehicular speed. Rather, the dehumidification device performs constantly comfortable air-conditioning operation. This enables the expansion of the temperature adjustment range of the blown

air during the dehumidification mode and can improve temperature controllability during the dehumidification mode, even in the case when mounted with respect to a vehicle in a state such that wind accompanying the travel thereof exerts an effect on the heat-radiating system of the foregoing refrigeration cycle.

In order to attain the foregoing object, an air-conditioning apparatus according to this invention provides, within a refrigerant circulation circuit, an evaporator disposed within an air duct, a condenser which functions as a heating source for air passing therethrough, and an exterior heat exchanger disposed outside the air duct. Furthermore, the present invention includes a first restrictor in a refrigerant passage between the condensers and the exterior heat exchangers, provides a second restrictor in a refrigerant passage between the exterior heat exchanger and the evaporator, and allowing an operation mode to be switched only with the cooler, heater, or dehumidification by using a switching a valve in the refrigerant circulation circuit to switch the circulation path of refrigerant, wherein during dehumidification mode refrigerant flows sequentially from the condenser through the first restrictor, the exterior heat exchanger, and the second restrictor to the evaporator. It is also possible to form both first restrictor and second restrictor by means of a fixed aperture.

In the present invention, during the dehumidification mode refrigerant discharged from the compressor flows sequentially from the condenser through the first restrictor, the exterior heat exchanger, and the second restrictor to the evaporator, and wind dehumidified and chilled by the evaporator is reheated up to the target blowing temperature by using the generated heat of the condenser. Wind is blown into the passenger compartment. In such a dehumidification mode, the condenser and exterior heat exchanger function as a refrigerant condenser in a series-connected state, but in actuality the first restrictor is provided between the condenser and the exterior heat exchanger, and so the majority of refrigerant discharged from the compressor is condensed by the condenser. Further, along with this, the condensation heat thereof is provided for heat exchange with the wind dehumidified and chilled by the evaporator. Consequently, because a state where refrigerant of comparatively low temperature flows into the exterior heat exchanger—in other words, a state wherein the difference between the temperature of refrigerant flowing into the exterior heat exchanger and the ambient air temperature has become small—the exterior heat exchanger can be considered as simply a pipe for refrigerant passage. As a result of the above, in the case where the air-conditioning apparatus is mounted on a vehicle, the temperature of the condenser during the dehumidification mode becomes resistant to fluctuations according to the magnitude of vehicle speed and the temperature of blown air after being reheated by means of the condenser is stabilized, even when the exterior heat exchanger is disposed in a state receiving wind accompanying travel of the vehicle.

#### BRIEF DESCRIPTION OF THE DRAWINGS

Other objects, features and characteristics of the present invention will be come apparent upon study of the following detailed description, the appended claims and the accompanying drawings, all of which form a part of this specification. In the drawings:

FIG. 1 is a structural schematic drawing indicating the entirety of an air-conditioning apparatus according to a first embodiment of this invention;

FIG. 2 is a front view of an air conditioner control panel;

FIG. 3 is a diagram indicating the relationship between operation modes of a refrigeration cycle and operation modes of an exterior fan;

FIG. 4 consists of FIGS. 4A and 4B which together show a flowchart of a control program;

FIG. 5A is a diagram indicating a relationship between set temperature sense  $S_{set}$  and  $T_{set}$ ;

FIG. 5B is a diagram indicating a relationship between ambient air temperature  $T_{am}$  and  $\Delta T_{am}$ ;

FIG. 5C is diagram indicating a relationship between amount of sunlight  $T_s$  and  $\Delta T_s$ ;

FIG. 6 is a diagram indicating a relationship between required quantity of heat  $Q_{AO}$  and quantity of air  $V_B$ ;

FIG. 7 is a diagram indicating a relationship between quantity of blown air  $V_{AO}$  and blower voltage;

FIG. 8 is a diagram indicating a relationship between compressor revolving speed on the one hand and evaporator exit temperature and condenser exit temperature on the other as parameters for aperture opening of an electronic expansion valve;

FIG. 9 is a diagram indicating a relationship between valve stroke (valve opening) of an electronic expansion valve and refrigerant flow;

FIG. 10 is a diagram indicating a relationship between valve stroke (valve opening) of an electronic expansion valve utilized in a second embodiment according to this invention and refrigerant flow;

FIG. 11 is a structural schematic drawing indicating the entirety of an air-conditioning apparatus according to a second embodiment of this invention;

FIG. 12 consists of FIGS. 12A and 12B which together show a flowchart of a control program;

FIG. 13 is a flowchart of the salient areas of the same control program;

FIG. 14 is a diagram indicating a relationship between inner air temperature  $T_r$  and ambient air temperature  $T_{am}$  as well as ranks of combinations of valve openings of two electronic expansion valves;

FIG. 15 indicates the content of ranks of combinations of valve openings of two electronic expansion valves;

FIG. 16 is a diagram indicating a relationship between valve opening of an electronic expansion valve and refrigerant flow;

FIG. 17 is a diagram indicating a relationship between compressor revolving speed and evaporator exit temperature as well as indicating a relationship between compressor revolving speed and actual blowing temperature from an air duct as parameters for ranks of combinations of valve openings of two electronic expansion valves;

FIG. 18 is a structural schematic drawing indicating the salient areas of an air-conditioning apparatus according to a third embodiment of this invention; FIGS. 19A and 19B are drawings for the purpose of describing the operation of the present invention;

FIG. 20 is a Mollier diagram of dehumidification mode;

FIG. 21 is a structural schematic drawing indicating the salient areas of an air-conditioning apparatus according to a fourth embodiment of this invention;

FIG. 22 is a structural schematic drawing indicating the salient areas of an air-conditioning apparatus according to a fifth embodiment of this invention; and

FIG. 23 is a structural schematic drawing indicating the entirety of an air-conditioning apparatus according to a sixth embodiment of this invention.

# DETAILED DESCRIPTION OF THE PRESENTLY PREFERRED EXEMPLARY EMBODIMENT

A first embodiment according to this invention implemented in an air-conditioning apparatus of an electric automobile will be described hereinafter with reference to FIGS. 1 to 10. The structural schematic of the entire air-conditioning apparatus will be described first with reference to FIG. 1.

Outer air intake port 22, which takes in air (outer air) from outside a passenger compartment, and two inner air intake ports 23 and 34 which take in air (inner air) within the passenger compartment are provided at the upstream side of air duct 21. Inner/outer air damper 25 is provided at an intermediate position between inner air intake port 23 and air intake port 22. By adjusting the degree of opening of inner/outer air damper 25 using a servomotor 26, the mix ratio of air taken in from outer air intake port 22 and inner air intake ports 23 and 24 can be varied to control the intake air temperature. On the downstream side of inner/outer air damper 25 and the downstream side of inner air intake port 24, blowers 27 and 28 are provided, with blowers 27 and 28 being installed on a rotating shaft of blower motor 29. Blower motor 29 is driven by a drive circuit 30.

Evaporator 31 is disposed on the downstream side of blowers 27 and 28, and the downstream side of evaporator 31 is partitioned into two air passages 33 and 34 (upper and lower) by partition plate 32. Condenser 35 is disposed in the lower air passage 34. The top of condenser 35 protrudes within upper air passage 33. Above condenser 35 is disposed strong-cooling damper 36, which is driven by servomotor 37. The amount of air bypassing condenser 35 can be varied using damper 36. Additionally, communicating damper 38 is disposed on communicating port 32a provided on the partition plate 32 downstream of the condenser 35. By means of driving this communicating damper 38 by a servomotor 39, the amount of air passing through communicating port 32a of the partition plate 32 can be varied, and air resistance during a single mode (for example FACE mode, DEF mode, etc.) is reduced.

DEF vent 40 and FACE vent 41 are provided on the downstream side of upper air passage 33. DEF vent 40 and FACE vent 41 are provided with respective dampers 48 and 49, and dampers 48 and 49 are driven by respective servomotors 50 and 51. FOOT vent 52 which blows air toward the feet of a passenger is provided on the downstream side of lower air passage 34. FOOT vent 52 also includes damper 54 driven by a servomotor 53.

The evaporator 31 and condenser 35 are the constituent elements of refrigeration cycle 55 which doubles in use as a heat pump. As shown in FIG. 1, a refrigerant circulation circuit of refrigeration cycle 55 is composed of a compressor 56, four-way switching valve 57, exterior heat exchanger 58, check valve 59, capillary 61, solenoid valve 62, electronic expansion valve 65, accumulator 90, evaporator 31, and condenser 35 connected by piping. Electronic expansion valve 65 is provided as a variable aperture (corresponding to the first restrictor according to this invention) in the refrigerant passage between condenser 35 and exterior heat exchanger 58. Electronic expansion valve is the same as electric expansion valve in general. In this specification, the term "electronic expansion valve" includes "electric expansion valve". Capillary 61 is provided as a fixed aperture (corresponding to the second restrictor according to this invention) in the refrigerant passage between exterior heat exchanger 58 and evaporator 31. Solenoid valve 62, elec-

tronic expansion valve 65, and four-way switching valve 57 are switched as shown in the following Table I according to the operation mode of the refrigeration cycle 55.

TABLE I

Input Operation	Output		
	Solenoid valve 62	Electronic expansion valve 65	Four-way switching valve 57
mode of refrigeration cycle 55			
OFF	OFF	Fully Open	OFF (solid line)
Cooler	OFF	Fully open	ON (dotted line)
Heater	ON	Desired Aperture opening	OFF (solid line)
Defrost	OFF	Fully open	OFF (solid line)
Dehumidify	OFF	Desired Aperture Opening	OFF (solid line)

As this Table I makes clear, in the cooler mode solenoid valve 62 is switched off and electronic expansion valve 65 is opened fully, and four-way switching valve 57 is switched to the position indicated by dotted lines in FIG. 1 ("ON" position). Refrigerant discharged from discharge port 56a of compressor 56 circulates on a path from check valve 59 to exterior heat exchanger 58, to capillary 61, to evaporator 31, to accumulator 90, and then to intake port 56b of compressor 56. By means of such a circulation, high-temperature gas refrigerant discharged from discharge port 56a of compressor 56 radiates heat and is liquefied by the exterior heat exchanger 58, and this liquefied refrigerant is evaporated by evaporator 32, thereby chilling the air passing through evaporator 31.

In the heater mode, however, solenoid valve 62 is switched "ON" and four-way switching valve 57 is switched to the position indicated by solid lines in FIG. 1 ("OFF" position), and electronic expansion valve 65 is opened to a desired aperture opening. Refrigerant discharged from discharge port 56a of compressor 56 circulates on a path from condenser 35 to electronic expansion valve 65, to exterior heat exchanger 58, to solenoid valve 62, to accumulator 90, and then to intake port 56b of the compressor 56. By means of this, high-temperature gas refrigerant discharged from discharge port 56a of compressor 56 radiates heat and is liquefied by condenser 35, and air passing through condenser 35 is warmed by means of this heat radiation.

Additionally, in the defrost mode, solenoid valve 62 is switched "OFF" and electronic expansion valve 65 is opened fully, four-way switching valve 57 is switched to the position indicated by solid lines in FIG. 1. High-temperature gas refrigerant discharged from discharge port 56a of compressor 56 passes through condenser 35 and electronic expansion valve 65 and is supplied also to exterior heat exchanger 58, and removes frost on the surface of exterior heat exchanger 58.

Also, in the dehumidification mode, solenoid valve 62 is switched "OFF" and four-way switching valve 57 is switched to the position indicated by solid lines in FIG. 1, and electronic expansion valve 65 is opened to a desired aperture opening. This allows the passage of refrigerant from condenser 35 to electronic expansion valve 65, to exterior heat exchanger 58, to capillary 61, and then to evaporator 31. Passage resistance in the refrigerant passage extending from condenser 35 to exterior heat exchanger 58 is switched as desired by means of electronic expansion valve 65.

In addition, an exterior fan for forced-cooling use is provided in the exterior heat exchanger 58. As shown in FIG.

3, a fan motor 89a of exterior fan 89 allows switching to high-speed revolution "HI," low-speed revolution "LO," and stopped "OFF" by means of the operation mode of the refrigeration cycle 55 and output data from various sensors to be described below. For example, in the cooling mode, at an ambient air temperature Tam, detected by means of ambient air temperature sensor 78, of 25° C. or more "HI" results, and at 22° C. or less "LO" results. In the heater mode, however, "HI" results at an ambient air temperature Tam of 13° C. or less and "LO" results at 16° C. or more. Additionally, in the dehumidification mode, determination with the sequential priority of HI>LO>OFF made by means of refrigerant discharge pressure Pd of compressor 56 detected by refrigerant discharge pressure sensor 88 and refrigerant discharge temperature Td of the compressor 56. For example, if the refrigerant discharge pressure Pd is 19 kgf/cm2, "HI" always results, no matter what Td may be.

The revolving speed of motor 66 driving compressor 56 of refrigeration cycle 55 is controlled by means of inverter 67. Drive circuit 30 for inverter 67, servomotors 26, 37, 39, 50, 51, and 53, fan motor 89a of the exterior fan 89, and blower motor 29 is controlled by means of electronic control unit (hereinafter termed "ECU") 68. ECU 68 is composed primarily of microcomputer, is provided with CPU 69, RAM 70 which temporarily stores various data and the like, ROM 71 which stores the program indicated in FIG. 4 and the like, A/D converter 72 which converts input data to digital signals, I/O port 73, crystal oscillator 74 which generates a reference signal of several MHz, and the like. Electrical power is supplied via ignition switch 76 from battery 75.

ECU 68 reads, via A/D converter 72, various sensor signals from inner air temperature sensor 77 that detects inner air temperature Tr, ambient air temperature sensor 78 that detects ambient air temperature Tam, sunlight sensor 79 that detects an amount of sunlight Ts entering into the passenger compartment, evaporator exit temperature sensor 80 that detects the air temperature immediately after passing through evaporator 31 (hereinafter termed "evaporator exit temperature") Te, condenser exit temperature sensor 81 that detects the air temperature immediately after passing through condenser 35 (hereinafter termed "condenser exit temperature") Tc, temperature-sense setting device 82 for enabling a rider to manually set a set temperature sense Sset to become the control target, intake air temperature sensor 46 that detects the temperature of air taking into evaporator 31 (hereinafter termed "intake air temperature") Tin, discharge temperature sensor 91 that detects the refrigerant discharge temperature Td, condenser exit refrigerant temperature sensor 92 that detects the condenser exit refrigerant temperature Tcr, and the like.

The above-mentioned temperature-sense setting device 82 is provided with COOL key 82a and WARM key 82b, and is disposed on air conditioner control panel 83 positioned in the center of an instrument panel (not illustrated) of the automobile. As shown in FIG. 2, air conditioner control panel 83 is provided with temperature-sense display 84 in which a plurality of light-emitting elements 84n are arrayed in a horizontal row above the temperature-sense setting device. Temperature-sense display 84 displays the set temperature sense Sset input by means of COOL key 82a and WARM key 82b. Temperature sense Sset is an index indicating how much cooler or warmer than an average temperature of 25° C. as a reference (see FIG. 5A), and in the state before keys 82a and 82b are operated, light-emitting element 84n in the center of the temperature-sense display 84 is illuminated. Each time COOL key 82a is depressed, set temperature sense Sset is lowered by one rank and the

illuminated position is shifted by one to the left. Each time WARM key 82b is depressed, set temperature sense Sset is raised by one rank and the illuminated position is shifted by one to the right. In addition to this, air conditioner control panel 83 is provided with air conditioner ON/OFF switch 85, rear defogger switch 86, and front defroster switch 87.

By executing the control program depicted in FIGS. 4A and 4B ECU 68 performs control for all aspects of air-conditioning operation, and also, when in the dehumidification mode, functions as a control means regulating the aperture opening of the electronic expansion valve 65, to be described later, and revolving speed of compressor 56.

The content of control by means of the ECU 68 will be described hereinafter with reference to the flowchart of FIGS. 4A and 4B 4.

First, in step 100, initialization processing is executed to initialize counters and flags to be used in subsequent operational processing, after which execution is transferred to step 110 and set temperature sense Sset input by operation of temperature-sense setting device 82 is read and, along with this, the various data for inner air temperature Tr, ambient air temperature Tam, amount of sunlight Ts, evaporator exit temperature Te, condenser exit temperature Tc, refrigerant discharge temperature Td, and condenser exit refrigerant temperature Tcr detected by sensors described above are read.

Next, execution is transferred to step 120, and set temperature Tset is calculated from set temperature sense Sset, ambient air temperature Tam, and amount of sunlight Ts by means of the following Equation (1).

$$\begin{aligned} T_{set} &= f(S_{set}, T_{am}, T_s) \\ &= T_{set}' + \Delta T_{am} + \Delta T_s \end{aligned} \quad (1)$$

Here,  $T_{set}' = 25 + 0.4S_{set} < \rightarrow$  Refer to FIG. 5A

$\Delta T_{am} = (10 - T_{am})/20 < \rightarrow$  Refer to FIG. 5B

$\Delta T_s = -T_s/1000 < \rightarrow$  Refer to FIG. 5C

In the above manner, after set temperature Tset is calculated, execution is transferred to step 130 and quantity of heat QAO required to maintain the interior of the passenger compartment at the set temperature Tset is calculated by means of the following Equation (2).

$$QAO = K1 \times T_{set} - K2 \times T_r - K3 \times T_{am} - K4 \times C \quad (2)$$

(K1, K2, K3, and K4: coefficients; C: constant)

After calculating required quantity of heat QAO by means of Equation (2), execution is transferred to step 140 and the presence or absence of an ON operation of front defroster switch 87 (hereinafter termed "DEF input") is determined. If there is no DEF input, execution is transferred to step 150 and quantity of air VB is calculated from the air quantity characteristics with respect to required quantity of heat QAO indicated in FIG. 6, and quantity of air VB is taken as quantity of blown air VAO. Next, in step 160 target blowing temperature TAO is calculated by means of the following Equation (3).

$$TAO = QAO / (C_p \times y \times VAO) + T_{in} \quad (3)$$

Here, cp is the specific heat of the air, y is the specific gravity of the air, and Tin is the temperature of the air taken into evaporator 31.

Thereafter, in step 170, the degree of opening of inner/outer air damper 25 is calculated so as to minimize the temperature difference between temperature (intake air tem-

perature)  $T_{in}$  of the air taken in from inner air intake ports 23 and 24 and outer air intake port 22, and blowing temperature TAO. Next, in step 180, determination of whether to set the operation mode of the refrigeration cycle 55 to either the cooler (air) mode or the heater mode is made by means of the following Equation (4).

$$TM = TAO - T_{in} \quad (4)$$

The heater mode is selected when the TM calculated by means of Equation (4) is  $TM \geq +\theta$  (for example  $\theta = 2^\circ\text{C}$ .), the cooler mode is selected when  $TM \leq -\theta$ , and compressor 56 of refrigeration cycle 55 is stopped when  $-\theta < TM < +\theta$ .

After the operation mode of refrigeration cycle 55 has been determined in this manner, execution is transferred to step 190, where the degree of opening of the various dampers 36, 38, 46, 48, 49, and 54 are determined on the basis of the blowing temperature TAO and the quantity of blown air VAO, and either "FACE," "B/L," "FOOT," "FOOT/DEF," or "DEF" is determined to be the blowing mode. This concludes the processing in the case when there is no DEF input.

In the case when there is DEF input, execution is transferred from step 140 to step 155, and quantity of blown air VAO at the time of DEF is set, for example at  $300 \text{ m}^3/\text{h}$ . Next, in step 165, after the degree of opening of the inner/outer air damper 25 is determined to be the ambient air mode, in step 175 target blowing temperature TAO (condenser target exit temperature) is calculated by means of the foregoing Equation (3).

Next, in step 185, determination of whether to set the operation mode of refrigeration cycle 55 to either the cooler mode or the heater mode is made similarly to as described above. (However, in the case when there is DEF input, the air mode is not performed.) Subsequently, execution advances to step 190, and after the blowing mode is determined to be "DEF," execution is transferred to step 200.

Based on the result of step 200, processing proceeds to either of steps 210, 220, or 230 according to the determination of the operation mode in steps 180 or 185. That is to say, in the cooler mode, execution advances to step 210 and various control data are output to various devices, and in step 211 feedback control for the revolving speed of compressor 56 is made by means of PI control or fuzzy control with reference to evaporator exit temperature  $T_e$  detected by means of evaporator exit temperature sensor 80. At this time, in order to achieve quantity of blown air VAO calculated in step 150, the blower voltage applied to blower motor 29 is determined by means of the voltage characteristics indicated in FIG. 7 in accordance with the blowing mode. Additionally, if there is no DEF input, when the blown air for target blowing temperature TAO is created by mixing inner air and ambient air, the compressor is stopped and mixing of air is performed. When there is DEF input, compressor 56 is operated to perform dehumidification and cooling even in the above-described case.

In the heater mode, execution advances to step 220, various control data are output to various devices, and in step 221 feedback control for the revolving speed of compressor 56 is made by means of PI control or fuzzy control for condenser exit temperature  $T_c$  detected by means of condenser exit temperature sensor 81. Along with this, in step 222 the aperture opening of electronic expansion valve 65 is controlled so as to optimize the sub-cool of compressor 56 calculated from condenser exit refrigerant temperature  $T_{cr}$  detected by means of condenser exit refrigerant temperature sensor and refrigerant discharge pressure  $P_d$  of compressor 56 detected by means of refrigerant discharge

pressure sensor 88. As shown in FIG. 9, the opening characteristic of electronic expansion valve 65 is established so that rate of increase of the refrigerant flow increases suddenly if valve stroke exceeds a specification value  $ST1$ .

In the dehumidification mode, execution advances to step 230, evaporator target exit temperature  $T_{eo}$  is calculated so as to satisfy for example the intake air temperature  $T_{in}$  ( $15^\circ\text{C}$ . and also  $3^\circ\text{C}$ . or over). In step 231 control data is output to various devices. Next, in step 232, the revolving speed of compressor 56 is controlled so that the evaporator exit temperature  $T_e$  detected by means of evaporator exit temperature sensor 80 becomes the foregoing evaporator target exit temperature  $T_{eo}$ . In step 233, the aperture opening of electronic expansion valve 65 is controlled so that condenser exit temperature  $T_c$  detected by means of condenser exit temperature sensor 81 becomes the target blowing temperature TAO (condenser target exit temperature). The relationship between revolving speed of compressor 56, evaporator exit temperature  $T_e$ , condenser exit temperature  $T_c$ , and the aperture opening of electronic expansion valve 65 at this time is indicated in FIG. 8.

In this case, when the aperture opening of electronic expansion valve 65 is adjusted, the pressures of both condenser 35 and exterior heat exchanger 58 change. Further, the temperature (heat-radiating capacity) of condenser 35 and the temperature of exterior heat exchanger 58 also change. By such a method, if the temperature of exterior heat exchanger 58 becomes sufficiently higher than the ambient air temperature, the heat-radiating capacity of exterior heat exchanger 58 as an "exterior condenser" increases, and heat-radiating capacity of the condenser 35 is lowered in relation thereto. Additionally, if the temperature of exterior heat exchanger 58 approaches the ambient air temperature, the heat-radiating capacity of exterior heat exchanger 58 as an "exterior condenser" drops, and the heat-radiating capacity of condenser 35 is raised, respectively. Moreover, if the temperature of exterior heat exchanger 58 becomes substantially the same as the ambient air temperature, exterior heat exchanger 58 assumes a state where substantially no exchange of heat with the ambient air is performed (a simple refrigerant path).

By adjusting the aperture opening of electronic expansion valve 65 and causing the heat-exchanging functioning of exterior heat exchanger 58 to change in this manner, the heat-radiating capacity of condenser 35 and heat-absorbing capacity of evaporator 31 can be adjusted over a comparatively wide range, the temperature adjustment range of the blown air when in the dehumidification mode can be expanded, and temperature control when in the dehumidification mode can be enhanced.

Furthermore, according to this embodiment the revolving speed of compressor 56 is also adjusted along with the aperture opening of electronic expansion valve 65 when in the dehumidification mode, and so the refrigerant discharge pressure of compressor 56 can also be adjusted. Because of a synergistic effect with the adjustment of the aperture opening of electronic expansion valve 65, evaporator exit temperature  $T_e$  and the condenser exit temperature  $T_c$  can both be controlled at appropriate temperatures. By means of this, it is possible to control condenser exit temperature  $T_c$  at an appropriate temperature such that the temperature of the blown air assumes the target blowing temperature TAO while controlling evaporator exit temperature  $T_e$  such that sufficient dehumidification capacity is assured within a range where there is no excessive cooling.

Additionally, according to the above-described embodiment, in the case where exterior heat exchanger 58 is

disposed in a state receiving wind accompanying travel of the electric vehicle, if the structure is modified so that the aperture opening of electronic expansion valve 65 becomes smaller when, for example, there develops a state wherein the difference between the temperature of exterior heat exchanger 58 and the ambient air temperature expands beyond a pre-established temperature range, then a mode of operation and effects such as the following are obtained.

Briefly, in the dehumidification mode condenser 35 and exterior heat exchanger 58 function as a refrigerant condenser in a series-connected state, but because electronic expansion valve 65 with an aperture opening adjusted to a small state exists between condenser 35 and exterior heat exchanger 58, the majority of refrigerant discharged from compressor 56 is condensed by condenser 35. Along with this, the condensation heat thereof is provided for heat exchange with the wind dehumidified and chilled by evaporator 31. Consequently, because there develops a state wherein refrigerant of comparatively low temperature flows into the exterior heat exchanger 58, in other words, a state wherein the difference between the temperature of refrigerant flowing into exterior heat exchanger 58 and the ambient air temperature has become small, exterior heat exchanger 58 can be considered as simply a pipe for refrigerant passage. As a result of this, the temperature of condenser 35 during the dehumidification mode becomes resistant to fluctuations according to the magnitude of vehicle speed and the temperature of blown air after heat exchange with condenser 35 is stabilized, even when exterior heat exchanger 58 is disposed in a state receiving wind accompanying travel of the vehicle.

Moreover, according to the foregoing embodiment the opening characteristic of electronic expansion valve 65 is established so that a rate of increase of the refrigerant flow increases suddenly if the valve stroke exceeds a specified value ST1, as shown in FIG. 9. It is also acceptable to form a variable aperture by connecting in parallel a solenoid valve and a general electrical expansion valve having linear opening characteristics as indicated in FIG. 10. In this case, it is acceptable to cause actuation so as to open the solenoid valve when the aperture opening (valve stroke) of the electrical expansion valve reaches a specified value.

Additionally, according to this embodiment a fixed restrictor, capillary 61, is provided in the refrigerant passage between exterior heat exchanger 58 and evaporator 31. It is also acceptable to change this to electronic expansion valve for cooler use 61' which has a variable aperture (corresponding to the second restrictor according to this invention) and control the aperture opening of expansion valve 61' together with the aperture-opening of electronic expansion valve 65 (hereinafter termed the "electronic expansion valve for heater use") on the outlet side of condenser 35, as in a second embodiment according to this invention which is depicted in FIG. 11. Switching control at this time for electronic expansion valves 61' and 65 and four-way switching valve 57 is performed as shown in Table II according to the operation mode of the refrigeration cycle 55.

TABLE II

Input	Output		
	Electric Expansion Valve 61'	Electronic Expansion Valve 65	Four-Way Switching Valve 57
Operation Mode of Refrigeration Cycle 55			
OFF	Fully Open	Fully Open	OFF (solid line)
Cooler	Desired	Fully Open	ON (dotted line)

TABLE II-continued

Input	Output		
	Electric Expansion Valve 61'	Electronic Expansion Valve 65	Four-Way Switching Valve 57
5 Operation Mode of Refrigeration Cycle 55			
10 Heater	Aperture Opening Fully Open	Desired Aperture Opening Fully Open	OFF (solid line)
Defrost	Desired Aperture Opening	Desired Aperture Opening	OFF (solid line)
15 Dehumidify	Desired Aperture Opening	Desired Aperture Opening	OFF (solid line)

In this case, cycle matching during the cooling and defrosting modes can be performed better than in the first embodiment, and along with this temperature control in the dehumidification mode can be further enhanced.

That is to say, by controlling the combination of the degrees of opening of the two electronic expansion valves 61' and 65 as desired during the dehumidification mode, free control is possible, from the case where the temperature of exterior heat exchanger 58 is made higher or lower with respect to the ambient air temperature and exterior heat exchanger 58 is made to function as an "exterior condenser," through the case where it is made to function as a "refrigerant condenser," and to the case where it is made to function as an "exterior evaporator." For this reason, the heat-radiating capacity of condenser 35 and the heat-absorbing capacity of evaporator 31 can be adjusted over a wide range in accordance with exterior and interior temperature and humidity conditions, the temperature control range for blown air during the dehumidification mode can be further expanded, and temperature control can be further enhanced.

A concrete embodiment of a case adopting a system structure such as that depicted in the above-mentioned FIG. 11 will be described hereinafter with reference to FIGS. 12 to 17.

The content of control by means of ECU 68 will be described hereinafter with reference to the flowchart of FIG. 12. However, because FIG. 12 contains areas identical to the content of control indicated in FIG. 4, such portions have been given identical step numbers and descriptions thereof will be omitted, and only differing areas will be described. Additionally, according to this embodiment, the opening characteristics of electronic expansion valve 61' for cooling use and electronic expansion valve 65 for heater use have been established so as to be linear characteristics, as is shown in FIG. 16.

In the case where the branching destination in step 200 is the heater mode, then after execution of step 211 for controlling the compressor revolving speed, step 212 is executed to control the aperture opening of the electronic expansion valve 61' for cooling use so as to assume an appropriate state in accordance with the cooler load.

In the case where the branching destination in step 200 is the dehumidification mode, then after execution of step 232 for controlling the compressor revolving speed, steps 233 and 234 are executed to control the aperture opening of electronic expansion valve 61' for cooling use and electronic expansion valve 65 for heater use. Details of the content of the control in steps 233 and 234 are summarized in FIG. 13, and will be described hereinafter.

Briefly, in FIG. 13, after dehumidification mode selection, it is determined whether this was the first operation (step



240), and in the case of first operation, step 241 is executed in order to determine the initial value for valve opening (defined identical to valve stroke, or in other words, aperture opening) based on inner air temperature  $T_r$  and ambient air temperature  $T_{am}$  at that time.

Here, as is shown in FIG. 16, the valve opening of electronic expansion valves 61' and 65 are controlled in, for example, four stages of A, B, C, and D, and the combinations of the valve opening of electronic expansion valves 61' and 65 are established in five types of ranks from 1 to 5, as is shown in FIG. 15. Then, in step 241, either of the ranks from 1 to 5 is selected on the basis of inner air temperature  $T_r$ , the ambient air temperature  $T_{am}$ , and pre-established characteristics such as those depicted in FIG. 14, and by means of this the initial values for the valve openings of electronic expansion valves 61' and 65. After determination of the initial values for the valve openings in this manner, step 246 is executed to count elapsed time from the initial value, after which there is a return.

Moreover, when step 240 is executed subsequent to this, the decision "NO" is made here, and in this case step 242 is executed to decide whether the fixed time  $t$  has elapsed. In the case that the fixed time  $t$  has not elapsed an immediate return is performed, and consequently the valve openings of electronic expansion valves 61' and 65 are maintained without change in their present state during the interval until the fixed time  $t$  has elapsed.

When the fixed time  $t$  has elapsed, in step 243 a determination is made of the relationship of differential temperature  $\Delta T$ , which is actual condenser exit temperature  $T_c$  subtracted from target blowing temperature TAO, with respect to a discrimination value  $\alpha$  pre-established with consideration to the allowed range of the temperature control range.

In the case when the relationship is such that  $\Delta T \leq -\alpha$ , when the actual blowing temperature from air duct 21 indicated by condenser exit temperature  $T_c$  is in a state higher than the target blowing temperature TAO, then after executing step 244 to increase the valve opening combination depicted in FIG. 15 by one rank, there is a return via step 246 to initiate the count for elapsed time. Consequently, in the case where for example the valve opening combination is at rank 3 (i.e., the case where, as can be understood from FIG. 15, the valve opening of electronic expansion valve 61' is C and the valve opening of electronic expansion valve 65 is B (B<C)), and the combination of these valve openings is changed to rank 4 in step 244, adjustment is made so that the valve openings of the electronic expansion valves 61' and 65 both become C. In the case where the combination of valve openings is at rank 5, that state is maintained.

Additionally, in the case when the relationship is such that  $\Delta T \geq \alpha$ , that is to say, when actual blowing temperature is at a state lower than target blowing temperature TAO, then after executing step 245 to increase the valve opening combination depicted in FIG. 15 by one rank, there is a return via step 246 to initiate the count for elapsed time. Consequently, in the case where for example the valve opening combination is at rank 3, adjustment is made so that the combination of these valve openings is changed to rank 2 (i.e., the case where the valve opening of electronic expansion valve 61' is C and the valve opening of electronic expansion valve 65 is A). In the case where the combination of valve openings is at rank 1, that state is maintained.

Moreover, in the case when the relationship is such that  $-\alpha < \Delta T < \alpha$ , that is to say, in the case when the difference between the actual blowing temperature and target blowing temperature TAO is within an allowed range, there is a

return via step 246 while maintaining the combination rank of the valve openings in an unchanged state.

As a result of performing the above-described control, in the state where the defrost mode has been selected the combination of valve openings for electronic expansion valve 61' and electronic expansion valve 65 is corrected with each passage of fixed time  $t$  on the basis of the actual amount of discrepancy of the blowing temperature and target blowing temperature TAO. In this case, as is shown in FIG. 17, condenser exit temperature  $T_c$  and in its turn the actual blowing temperature vary in accordance with the change in the combination of valve openings of electronic expansion valves 61' and 65 between rank 1 and rank 5. In the case when the above-mentioned correction has been performed, the difference between the actual blowing temperature and the target blowing temperature TAO is reduced with each passage of fixed time  $t$ , and the control characteristics for blowing temperature can be effectively and vastly improved.

FIGS. 18 to 20 illustrate third embodiment according to the present invention, and only difference between the first and third embodiments will be described below.

Briefly, as is shown in the structural schematic of the salient portions of the air-conditioning apparatus depicted in FIG. 18, this third embodiment provides capillary 65' (corresponding to the first restrictor of the present invention), which is a fixed restrictor replaces expansion valve 65 of the first embodiment, as well as providing check valve 93 between capillary 65' and exterior heat exchanger 58 to block the inflow of refrigerant from relevant exterior heat exchanger 58 side to capillary 65' side.

In this case, in the dehumidification mode four-way switching valve 57 is switched to the position indicated by solid lines, the "OFF" position, and along with this, electronic expansion valve 65 is switched off. Consequently, refrigerant discharged from discharge port 56a of compressor 56 circulates on a path from condenser 35 to capillary 65', to check valve 93, to exterior heat exchanger 58, to capillary 61, to evaporator 31, to accumulator 90, and then to intake port 56b of compressor 56. By means of this, wind dehumidified and chilled by evaporator 31 is reheated to the target blowing temperature by condenser 35, and is then blown into the passenger compartment.

This operation in the dehumidification mode will be described hereinafter with use of examples of concrete numerical values. Briefly, as is shown typically in FIG. 19 A, in the case where the temperature of the passenger compartment air exchanging heat with evaporator 31 is 25° C. and the refrigerant evaporation temperature within evaporator 31 is 1° C., then after the air thereof is dehumidified and chilled to a temperature of for example 7° C. by means of heat exchange with evaporator 31, the air is reheated to approximately 41° C. by condenser 35 and blown into the passenger compartment.

In this case, in the dehumidification mode condenser 35 and exterior heat exchanger 58 function as a refrigerant condenser in a series-connected state. However, because in actuality capillary 65' is provided between condenser 35 and exterior heat exchanger 58, the majority of the refrigerant, at a temperature of approximately 90° C., discharged from compressor 56 is condensed by condenser 35, and in correspondence with the reheating of the above-mentioned air by means of the condensation heat thereof, the temperature of the refrigerant discharged from compressor 56 is reduced to approximately 18° C.

Consequently, a state develops whereby refrigerant at the comparatively low temperature of approximately 18° C. flows into exterior heat exchanger 58, and so the difference

between the refrigerant temperature and the ambient air temperature is reduced. Here, in the case where the ambient air temperature is 15° C., as is shown typically in FIG. 19B), the temperature of the refrigerant flowing out from exterior heat exchanger 58 is lowered to approximately 17° C. in accordance with the exchange of heat of the ambient air and exterior heat exchanger 58, and along with this the temperature of the ambient air passing through exterior heat exchanger 58 is elevated to approximately 16° C. That is to say, in a state wherein the difference in temperature between the refrigerant flowing into exterior heat exchanger 58 and the ambient air temperature has been reduced, the amount of refrigerant condensation by exterior heat exchanger 58 is reduced, and exterior heat exchanger 58 can be considered as simply a pipe for refrigerant passage. FIG. 20 is a Mollier diagram of the refrigeration cycle in the above-described dehumidification mode.

As a result of this, the temperature of condenser 35 during the dehumidification mode becomes resistant to fluctuations according to the magnitude of vehicle speed, and the temperature of the wind after being reheated by means of condenser 35 is stabilized, even when foregoing exterior heat exchanger 58 is disposed in a state receiving wind accompanying travel of the vehicle.

Moreover, because only capillaries 61 and 65' which are fixed restrictors are provided as restrictors disposed in the refrigerant passage, the structure thereof can be simplified and contribution can be made to reduce production cost. Further, the number of movable portions can be reduced and reliability with respect to service life can be enhanced.

Furthermore, in the case of this embodiment, defrosting operation involving supplying high-temperature gas refrigerant to exterior heat exchanger 58 and removing frost adhering to exterior heat exchanger 58 cannot be performed. However, because an electric vehicle mounted with an air-conditioning apparatus according to this embodiment definitely has standby time for the purpose of recharging, it is acceptable to conduct defrosting of foregoing exterior heat exchanger 58 during this standby time, with no practical obstacles existing.

FIG. 21 depicts a fourth embodiment according to the present invention. Only areas differing from the embodiment of FIG. 18 will be described below.

Briefly, FIG. 21 is a structural schematic of the salient portions of the air-conditioning apparatus. Within air duct 21', evaporator 31 is disposed on the upstream side and condenser 35 is disposed on the downstream side. In this case, condenser 35 is disposed in a state having specified bypass passage 94 in the interval with the side wall of air duct 21'. Air damper 95 provided within the air duct 21' is positioned, indicated by double dotted lines, such that the upstream side of condenser 35 is closed when in the cooling mode, and is positioned, indicated by solid lines, such that the bypass valve is closed when in the heater mode or the dehumidification mode.

A refrigerant circulation circuit of refrigeration cycle 55' including evaporator 31 and condenser 35 connects condenser 35, capillary 65', exterior heat exchanger 58, capillary 61, evaporator 31, and accumulator 90 in this sequence between discharge port 56a and intake port 56b of compressor 56. Also, solenoid valve 65a is connected in parallel with capillary 65' and solenoid valve 62 is connected between exterior heat exchanger 58 and accumulator 90.

According to a refrigeration cycle 55' structured in this manner, in the operating state of compressor 56 refrigerant constantly flows through compressor 56, and in a case such as during the cooling mode when air heating by condenser

35 is not required, the upstream side of condenser 35 is closed by means of air damper 95. Additionally, during the cooling mode solenoid valve 65a is switched to the "ON" state and solenoid valve 62 is switched to the "OFF" state, and during the heater mode solenoid valve 65a is switched to the "OFF" state and solenoid valve 62 is switched to the "ON" state. During the dehumidification mode, electromagnetic valve 65a and solenoid valve 62 are both switched to the "OFF" state.

Consequently, during dehumidification in particular the refrigerant discharged from compressor 56 circulates on a path from condenser 35 to capillary 65' to exterior heat exchanger 58, to capillary 61, to evaporator 31, to accumulator 90, and then to compressor 56, and so effects similar to the above-described third embodiment can be obtained.

FIG. 22 illustrates a fifth embodiment according to this invention. Only differences between the fourth and fifth embodiments will be described below.

Briefly, this embodiment presupposes utilization of combustion type heating unit 96 to conduct heating of the wind which has passed through evaporator 31. Concretely, as is shown in FIG. 22, warm-water heater 96a of combustion type heating unit 96 is disposed within air duct 21', which has evaporator 31 and air damper 95 disposed therein, as a heat source replacing condenser 35 of the fourth embodiment.

In addition to warm-water heater 96a, combustion type heating unit 96 is provided with combustion type heater 96b, heat exchanger 96c, pump 96d, and solenoid valves 96e and 96f in order to form a closed loop along with warm-water heater 96 through which water flows. By means of switches the operation state of pump 96d as well as the open or closed state of solenoid valves 96e and 96f, warm water heated by combustion type heater 96b or warm water heated with heat exchanger 96c is circulated selectively to warm-water heater 96a.

A refrigerant circulation circuit of refrigeration cycle 98 structured including condenser 97 functioning as the heat source of evaporator 31 and heat exchanger 96c connects condenser 97, capillary 65' exterior heat exchanger 58, capillary 61, evaporator 31, and accumulator 90 in this sequence between a discharge port 56a and intake port 56b of compressor 56, together with connecting solenoid valve 65a in parallel with capillary 65' and connecting solenoid valve 62 between exterior heat exchanger 58 and accumulator 90.

According to the above-described structure, during the cooling mode, compressor 56 is operated on refrigeration cycle 98 side and along with this solenoid valve 65a is switched to the "ON" state and solenoid valve 62 is switched to the "OFF" state. Meanwhile, on combustion type heating unit 96 side, operation of combustion type heater 96b and pump 96d is stopped, and along with this solenoid valves 96e and 96f are both switched to the "OFF" state. By means of this, the supply of warm water with respect to warm-water heater 96a is stopped.

Additionally, during the heater mode utilizing combustion type heater 96b, on refrigeration cycle 98 side, compressor 56 is maintained in a stopped state, solenoid valves 65a and 62 are "OFF". While on combustion type heating unit 96 side, combustion type heater 96b and pump 96d are operated, solenoid valve 96e is switched to the "ON" state, and the solenoid valve 96f is switched to the "OFF" state. By means of this, warm water heated by combustion type heater 96b circulates sequentially from warm-water heater 96a to pump 96d, to solenoid valve 96e, and then to combustion type heater 96b.

Furthermore, during the heater mode utilizing the heat-pump function of refrigeration cycle 98, on refrigeration cycle 98 side the compressor 56, solenoid valves 65a and 62 are both switched to the "ON" state, by means of which condenser 97 is made to function as the heat source for the heat-pump cycle and exterior heat exchanger 58 is maintained in a state of functioning as an "evaporator." Meanwhile, on combustion type heating unit 96 side, pump 96d is operated with the operation of combustion type heater 96b remaining stopped, and along with this solenoid valve 96e is switched to the "OFF" state and solenoid valve 96f is switched to the "ON" state. By means of this, warm water heated by condenser 97 heat exchanger 96c circulates sequentially from warm-water heater 96a to pump 96d, to solenoid valve 96f, and then to heat exchanger 96c.

During the dehumidification mode, on refrigeration cycle 98 side, compressor 56 is operated and along with this solenoid valves 65a and 62 are both switched to the "OFF" state, by means of which condenser 97 is made to function as the heat source for the heat-pump cycle and evaporator 31 is made to demonstrate a chilling function. Meanwhile, on combustion type heating unit 96 side, pump 96d is operated with the operation of combustion type heater 96b remaining stopped, and along with this, solenoid valve 96e is switched to the "OFF" state and solenoid valve 96f is switched to the "ON" state. By means of this, warm water heated by condenser 97 at heat exchanger 96c circulates sequentially from warm-water heater 96a to pump 96d, to solenoid valve 96f, and then to heat exchanger 96c.

Consequently, during the dehumidification mode wind dehumidified and chilled by evaporator 31 is reheated by means of warm-water heater 96a and blown into the passenger compartment, but in this case as well capillary 65' is provided between exterior heat exchanger 58 and condenser 97 serving as the heating source for warm-water heater 96a. Thus, similar to the above-described third embodiment, exterior heat exchanger 58 can be considered as simply a pipe for refrigerant passage. Consequently, the temperature of condenser 97 during the dehumidification mode becomes resistant to fluctuations according to the magnitude of vehicle speed, and the temperature of the blown air after exchanging heat with warm-water heater 96a warmed by means of condenser 35 is stabilized, even when exterior heat exchanger 58 is disposed in a state receiving wind accompanying travel of the automobile, and so comfortable air conditioning can be expected.

A sixth embodiment is shown in FIG. 23. This embodiment is different from the first embodiment only in a part of structure of the air-conditioning apparatus.

Outer air intake port 22, which takes in air (outer air) from outside a passenger compartment, and inner air intake port 23 which take in air (inner air) within the passenger compartment are provided at the upstream side of air duct 21. Inner/outer air damper 25 is provided at an intermediate position between inner air intake port 23 and air intake port 22. By adjusting the degree of opening of inner/outer air damper 25 using a servomotor 26, the mix ratio of air taken in from outer air intake port 22 and inner air intake ports 23 can be varied to control the intake air temperature. On the downstream side of inner/outer air damper 25, blower 27 is provided, with blower 27 being installed on a rotating shaft of blower motor 29. Blower motor 29 is driven by a drive circuit 30.

Evaporator 31 is disposed on the downstream side of blower 27. Condenser 35 is disposed at the downstream of evaporator 31 and occupies almost half cross section of duct 21 so that bypass passage 133 is set between Condenser 35

and duct 21. Air-mixing damper 36 is disposed at the downstream of evaporator 31 and at the upstream of condenser 35 to control air-mixing ratio between air flowing through condenser 35 and air flowing through bypass passage 133. Air-mixing damper 36 is driven by servomotor 37.

DEF vent 40 and FACE vent 41 are provided on the downstream end of duct 21. DEF vent 40 and FACE vent 41 are provided with respective dampers 49 and 48, and dampers 48 and 49 are driven by respective servomotors 51 and 50. FOOT vent 52 which blows air toward the feet of a passenger is provided on the downstream end of duct 21. FOOT vent 52 also includes damper 54 driven by a servomotor 53.

The evaporator 31 and condenser 35 are the constituent elements of refrigeration cycle 55 which doubles in use as a heat pump. Except electronic expansion valve 61' (FIG. 23) instead of capillary 61 (FIG. 1), a refrigerant circulation circuit of refrigeration cycle 55 is the same as that of first embodiment in FIG. 1. Refrigerant circulation circuit 55 is composed of a compressor 56, four-way switching valve 57, exterior heat exchanger 58, check valve 59, electronic expansion valve 61', solenoid valve 62, electronic expansion valve 65, accumulator 90, evaporator 31, and condenser 35 connected by piping. Electronic expansion valve 65 is provided as the first restrictor in the refrigerant passage between condenser 35 and exterior heat exchanger 58. Electronic expansion valve 61' is provided as second restrictor in the refrigerant passage between exterior heat exchanger 58 and evaporator 31. Solenoid valve 62, electronic expansion valve 65, and four-way switching valve 57 are switched as shown in the Table I in the first embodiment according to the operation mode of the refrigeration cycle 55. Since mode of operation is the same as first embodiment, explanation about mode of operation is omitted.

Additionally, this invention is not exclusively limited to the various above-described embodiments, but can be modified or expanded as will be described hereinafter.

Evaporator target exit temperature  $T_{eo}$  is calculated so as to satisfy the intake air temperature  $T_{in}$ -15° C. and also 3° C. or over, but it is also acceptable to cause evaporator target exit temperature  $T_{eo}$  to change in accordance with the ambient air temperature and passenger compartment humidity.

Furthermore, automatic switching of the operation when there is DEF input has been described, but it is also acceptable to perform automatic switching of the operation mode as according to the foregoing embodiments not with DEF input but rather when for example a dehumidification switch or automatic air conditioner switch has been switched on.

In step 155 (FIG. 4), quantity of blown air VAO is set at a fixed value, for example 300 m<sup>3</sup>/h, when during DEF, but it is also acceptable to cause this quantity of blown air VAO to change in accordance with required quantity of heat QAO or the like. Simultaneously, it is also acceptable to cause the degree of opening of inner/outer air damper 25 determined in step 165 to change without being fixed to the ambient air mode.

According to the second embodiment, the combination of valve openings of electronic expansion valves 61' and 65 is corrected on the basis of the condenser exit temperature  $T_c$ , which corresponds to information indicating the blowing temperature from air duct 21, but a structure which performs correction on the basis of other information which correlates with the actual blowing temperature is also acceptable. A structure which utilizes combustion type heating unit 96 employed according to the fifth embodiment as a heater

source according to the first and second embodiments is also acceptable.

Furthermore, a structure which achieves the content of control of the various steps indicated in FIGS. 4, 12, and 13 by independent circuit means is also acceptable. Additionally, the implementation target is not exclusively limited to an air-conditioning apparatus for an electric vehicle, and it is also acceptable to perform implementation and embodiment in various types of air-conditioning apparatuses such as an air-conditioning apparatus for an engine-driven vehicle, an air-conditioning apparatus for a dwelling, and the like.

As has been made clear in the foregoing description, an air-conditioning apparatus according to this invention which switches an operation mode to either cooling, heater, or dehumidification by means of providing a first restrictor in a refrigerant passage between a condenser and an exterior heat exchanger, providing a second restrictor in a refrigerant passage between the exterior heat exchanger and an evaporator, and switching a valve provided in a refrigerant circulation circuit to switch a circulation path of refrigerant, is structured so as to cause refrigerant to flow sequentially from the condenser through the first restrictor, through the exterior heat exchanger, through the second restrictor, and then to the evaporator when in the dehumidification mode, and so a state of fluctuation in blowing temperature due to the magnitude of vehicle speed during the dehumidification mode can effectively be prevented and constantly comfortable air-conditioning operation can be performed, even in a case of mounting with respect to a vehicle in a state such that wind accompanying the travel thereof exerts an effect on the heat-radiating system of the foregoing refrigerant circulation circuit.

Additionally, in the case where the first restrictor and second restrictor are both formed by means of a fixed aperture, the structure of these restrictors can be simplified and contribution to reduction of production cost can be made, and along with this, the number of movable portions can be reduced and reliability with respect to service life can be enhanced.

Furthermore, if structured so that temperature adjustment of blown air during the dehumidification is performed by means of adjusting the aperture opening of the first restrictor provided between the condenser and the exterior heat exchanger, the heat-radiating capacity of the condenser and the heat-absorbing capacity of the evaporator can be adjusted within a comparatively wide range, and so the temperature adjustment range of the blown air when in the dehumidification mode can be expanded, and temperature control when in the dehumidification mode can be enhanced.

In this case, if made so as to control the revolving speed of the compressor along with the aperture opening of the first restrictor when in the dehumidification mode, the refrigerant discharge pressure of the compressor can also be adjusted, the temperature of the condenser can be controlled such that the temperature of the blown air assumes the target blowing temperature while controlling the temperature of the evaporator such that sufficient dehumidification capacity is assured within a range where there is no excessive cooling, and comfort during the dehumidification can be further enhanced.

Additionally, if structured so that the foregoing first restrictor and second restrictor provided in the respective refrigerant passages between the condenser and the exterior heat exchanger and between the exterior heat exchanger and

the evaporator are both formed with a variable aperture, and along with this the combination of aperture openings of these restrictors are corrected based on information indicating blowing temperature from an air duct at each passage of a fixed time during the dehumidification mode to thereby adjust the temperature of the evaporator and the temperature of the condenser, it becomes possible to approach a blowing temperature that takes the actual blowing temperature at each passage of fixed time as the target, and it becomes possible to vastly enhance control characteristics for the blowing temperature.

What is claimed is:

1. An air-conditioning apparatus including, within a refrigerant circulation circuit:

- an evaporator disposed within an air duct,
- a condenser functioning as a heating source for air passing through said evaporator,
- an exterior heat exchanger disposed outside said air duct,
- a first restrictor in a refrigerant passage between said condenser and said exterior heat exchanger,
- a second restrictor in a refrigerant passage between said exterior heat exchanger and said evaporator, and
- an operational mode of the air-conditioning apparatus being switchable to any one of a cooling, heater, or dehumidification mode by means of switching a valve provided in said refrigerant circulation circuit to switch a circulation path of refrigerant,

wherein during dehumidification mode refrigerant flows sequentially from said condenser through said first restrictor, said exterior heat exchanger, and said second restrictor to said evaporator.

2. An air-conditioning apparatus according to claim 1, wherein said first restrictor and said second restrictor are both formed by means of a fixed aperture.

3. An air-conditioning apparatus according to claim 1, wherein said first restrictor is formed with a variable aperture, and

wherein during dehumidification mode, temperature of said evaporator and temperature of said condenser can be adjusted by means of adjusting an aperture opening of said first restrictor.

4. An air-conditioning apparatus according to claim 3, further comprising a compressor disposed in said refrigeration cycle, wherein a revolving speed of said compressor provided in said refrigerant circulation circuit can be adjusted, and provided with a control means which during dehumidification mode controls an aperture opening of at least said first restrictor as well as said revolving speed of said compressor.

5. An air-conditioning apparatus according to claim 1, wherein said first restrictor and said second restrictor are both formed with a variable aperture and combinations of aperture openings of these various restrictors are established at a plurality of stages, and

wherein during dehumidification mode, temperature of said evaporator and temperature of said condenser can be adjusted by means of correcting combinations of aperture openings of said first restrictor and said second restrictor based on information indicating a blowing temperature from an air duct at each passage of a fixed time.

\* \* \* \* \*

(19)日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11)特許出願公開番号

特開平6-40249

(43)公開日 平成6年(1994)2月15日

(51)IntCl.	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
B 6 0 H 3/00	A			
1/32	E			
F 2 5 B 1/00	3 9 9 A	8919-3L		
F 2 8 D 15/02	1 0 1 L			

審査請求 未請求 請求項の数4(全20頁)

(21)出願番号 特願平4-228652

(22)出願日 平成4年(1992)8月27日

(31)優先権主張番号 特願平4-33537

(32)優先日 平4(1992)2月20日

(33)優先権主張国 日本(JP)

(31)優先権主張番号 特願平4-135123

(32)優先日 平4(1992)5月27日

(33)優先権主張国 日本(JP)

(71)出願人 000004260

日本電装株式会社

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地

(72)発明者 小久保 彰久

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 日本電装株式会社内

(72)発明者 西沢 一敏

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 日本電装株式会社内

(72)発明者 太田 秀夫

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 日本電装株式会社内

(74)代理人 弁理士 鈴江 武彦

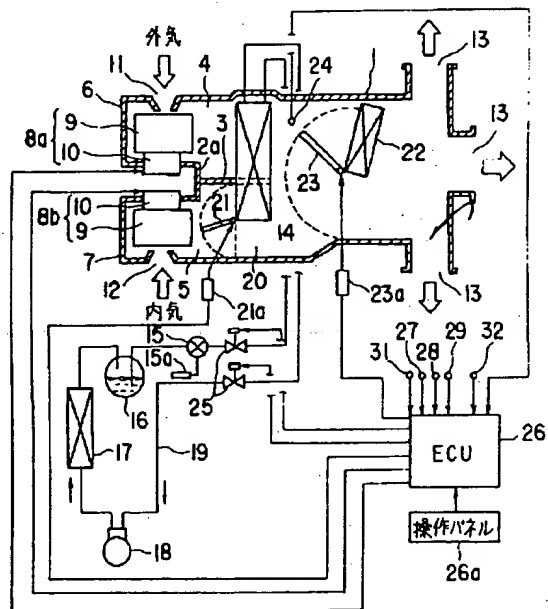
最終頁に続く

(54)【発明の名称】 自動車用空調装置

(57)【要約】

【目的】この発明は、冷凍サイクルが運転しにくい環境下での暖房運転時において、ウインド内面に結露を発生させず、十分な空調能力を得るようにする。

【構成】外気が流通する通風路4と内気が流通する通風路5とを設け、これら通風路4、5の双方に対して交わるように冷凍サイクルの蒸発器14を設け、かつウインド面に結露が発生しやすい状態のときに、蒸発器14の内部を密閉化して、同蒸発器14を、風路4内に露出する側を凝縮部とし、風路5内に露出する側を蒸発部としたヒートパイプとして作用させる機構25を設けて、冷凍サイクルを運転することなしに、同ヒートパイプで生じる熱の移動により、内気に含まれる湿気分を、低温の外気を利用して除去しながら、車室内を空調するようにした。



1

## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 外気が流通する第1の通風路と、

内気が流通する第2の通風路と、

前記第1の通風路を流通する外気と前記第2の通風路を流通する内気とを熱交換させる熱交換手段とを具備してなることを特徴とする自動車用空調装置。

【請求項2】 外気が流通する第1の通風路と、

内気が流通する第2の通風路と、

これら第1および第2の通風路の双方に対して交わるように配設された、冷凍サイクルを構成する蒸発器と、この蒸発器を、前記第1の風路内に露出する側を凝縮部とし、前記第2風路内に露出する側を蒸発部としたヒートパイプ熱交換器として作用させる手段とを具備してなることを特徴とする自動車用空調装置。

【請求項3】 外気が流通する第1の通風路と、

内気が流通する第2の通風路と、

これら第1および第2の通風路に、少なくとも一方は冷凍サイクルを構成する蒸発器としてそれぞれ配設された熱交換器と、

これら熱交換器に封入されている冷媒を同熱交換器間で循環させるための冷媒循環手段とを具備し、

前記冷媒の循環にしたがって、前記熱交換器を、前記第1の通風路に配置された熱交換器を凝縮部とし、第2の通風路に配置された熱交換器を蒸発部としたヒートパイプ熱交換器として作用させることを特徴とすることを特徴とする自動車用空調装置。

【請求項4】 外気が流通する第1の通風路と、

内気が流通する第2の通風路と、

これら第1の通風路と第2の通風路との間に設けられた、外気と内気とを熱交換させる熱交換体と、この熱交換体における露点温度を求める手段と、前記露点温度に応じた、外気導入量に対する内気導入量を求める手段と、

前記求めた外気導入量、内気導入量にしたがって、前記第1の通風路および第2の通風路に外気、内気を通風させる手段とを具備したことを特徴とする自動車用空調装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】この発明は、取入れた車室内の気、外気をエンジンの排熱で加熱して、車室内を暖房する自動車用空調装置に関する。

【0002】

【従来の技術】自動車用空調装置は、外気、車室内の内気を取入れる吸込口と、車室内に開口する吹出口とを連通する通風路に、吸込口側から順に、冷凍サイクルを構成する蒸発器、エンジンの排熱を熱源とするヒータコアを設けて構成されている。そして、吸込口から取入れられた外気、内気をヒータコアの熱交換で加熱することにより、自動車の車室内を暖房するようにしている。

2

【0003】こうした自動車用空調装置は、エンジンの排熱に暖房熱源を頼っているために、エンジンの排熱が不足しているときの暖房運転には、十分な暖房能力が得られない欠点をもっている。特にエンジンがアイドル運転をしているような低負荷時や寒冷地での暖房は、その代表的な状態である。

【0004】ところが、こうした暖房運転時は、車室内のウインド面（フロントガラスウインド、サイドガラスウインド、リアガラスウインドなど）に結露が着きやすい、すなわちウインド面に曇りが生じやすい車室環境となるので、その暖房運転が継続したまま自動車の運転が行われた場合、多人数が乗車したような場合など、ウインド内面に曇りが生じてしまう。

【0005】このようなときには、冷凍サイクルを作動させて、蒸発器の蒸発作用で、内気中に含まれる湿気を除去（除湿暖房運転）することが考えられる。

【0006】しかしながら、この運転は、低い温度となっている車室温度よりも、蒸発器の蒸発温度を低く設定した冷凍サイクル運転をしなければならない都合上、冷凍サイクルは運転しにくく、しかもたとえ冷凍サイクル運転して除湿しても、この除湿暖房が継続されることによって、吹出温度が下がり、逆に車室内の温度を低下させてしまう不都合をもたらす。

【0007】このような問題を解決するような技術は見られなく、従来には、特公平1-27891号公報に開示されているように、窓ガラス（ウインド）の結露を検出する結露センサと車室内の湿度を検出する湿度センサとを用い、窓ガラスの結露が結露センサによって検出されるときは同結露を除去するように外気の取入量を増加させ、検出されないときは湿度センサの検出値に応じて内外気の取入割合を調節するようにした技術などが提案されている実情にある。

【0008】

【発明が解決しようとする課題】すなわち、この公報の技術は、窓ガラスに生じた結露を除去するもので、除湿暖房ができない環境下（冷凍サイクルの運転がしにくいことによる）での曇りの発生を防ぐものではない。

【0009】このため、自動車における視認性の悪化を回避するには至らなく、上記の環境下における曇り発生を防げる技術が要望されている。

【0010】この発明は、このような事情に着目してなされたもので、その目的とするところは、ウインド内面に結露が生じやすく、かつ冷凍サイクルが運転しにくい環境下における空調運転時において、換気量（外気導入量）を不要に増やすような換気ロスなく、かつウインド面に結露を発生させずに、十分な暖房能力を得ることが可能な自動車用空調装置を提供することにある。

【0011】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するため、に請求項1に記載の自動車用空調装置は、外気が流通す

10

20

30

40

50

る第1の通風路と内気が流通する第2の通風路とを設け、さらに第1の通風路を流通する外気と第2の通風路を流通する内気とを熱交換させる熱交換手段を設けたことにある。

【0012】請求項2に記載の自動車用空調装置は、外気が流通する第1の通風路と内気が流通する第2の通風路とを設け、これら第1および第2の通風路の双方に対して交わるように冷凍サイクルを構成する蒸発器を設け、さらにこの蒸発器を、前記第1の風路内に露出する側を凝縮部とし、前記第2風路内に露出する側を蒸発部としたヒートパイプ熱交換器として作用させる手段を設けたことにある。

【0013】請求項3に記載の自動車用空調装置は、外気が流通する第1の通風路と内気が流通する第2の通風路とを設け、これら第1および第2の通風路に少なくとも一方は冷凍サイクルを構成する蒸発器として熱交換器をそれぞれ設け、かつこれら熱交換器に封入されている冷媒を同熱交換器間で循環させ、前記第1の通風路に配置された熱交換器を凝縮部とし、第2の通風路に配置された熱交換器を蒸発部として、前記熱交換器をヒートパイプ熱交換器として作用させる冷媒循環手段を設けたことにある。

【0014】請求項4に記載の自動車用空調装置は、外気が流通する第1の通風路と内気が流通する第2の通風路とを設け、これら第1の通風路と第2の通風路との間に外気と内気とを熱交換させる熱交換体を設け、前記熱交換体における露点温度を求める手段を設け、この露点温度に応じた、外気導入量に対する内気導入量を求める手段を設け、この求めた外気導入量、内気導入量にしたがって、第1の通風路および第2の通風路に外気、内気を通風させる手段を設けたことにある。

【0015】

【作用】請求項1に記載の自動車用空調装置によると、車室内の暖房運転時、熱交換手段を介して、低温の外気とかなり温度が高くなっている内気とが熱交換する。

【0016】この外気との熱交換によって、内気に含まれる湿気分が、低温の外気を利用して、除去される（除湿）。

【0017】これにより、換気量（外気導入量）を増やさず、車室温度の低下の原因となる冷凍サイクルの運転を不要にして、ウインド内面に結露が発生しやすい環境を是正する。

【0018】つまり、ウインド内面に結露を発生させずに、十分な空調（暖房）能力を得ることができることとなる。

【0019】請求項2に記載の自動車用空調装置は、車室内の暖房運転時、ウインド内面に結露が発生しやすい環境状態のとき、蒸発器をヒートパイプ熱交換器として作用させる。

【0020】すると、蒸発器の一方の部分は低温な外気

が通る第1の通風路に露出し、他の部分はそれより、かなり温度が高くなっている内気が通る第2の通風路に露出しているから、蒸発器全体は、第1の通風路に露出する一方部分が放熱部に相当する凝縮部、第2の通風路に露出する他方部分が吸熱部に相当する蒸発部となる。一種のヒートパイプと同じような熱の移動作用が働く熱移動体となる。

【0021】つまり、蒸発器の内部の冷媒は、つぎのように相が変わる。

【0022】すなわち、蒸発器の一方部分において、冷媒が外気との熱交換により凝縮を起こす。この凝縮した冷媒が蒸発器の他方部分に至ると、今度は同液冷媒が内気との熱交換により、蒸発して内気から熱を奪う。そして、この蒸発した冷媒が蒸発器の一方部分に上昇して、再び上記のような凝縮が行われるという熱サイフンの作用が繰返しなされる。

【0023】こうした熱の移動により、内気に含まれる湿気分が、低温の外気を利用して、除去される（除湿）。

【0024】これにより、換気量（外気導入量）を増やさず、車室温度の低下の原因となる冷凍サイクルの運転を不要にして、ウインド内面に結露が発生しやすい環境を是正する。

【0025】つまり、ウインド内面に結露を発生させずに、十分な空調（暖房）能力を得ることができることとなる。

【0026】請求項3に記載の自動車用空調装置は、請求項2に記載した冷媒の移動でヒートパイプを構成するようにしたのではなく、冷媒を強制的に移動させることによりヒートパイプを構成する。

【0027】すなわち、車室内の暖房運転時、ウインド内面に結露が発生しやすい環境状態のとき、冷媒循環手段によって、第1の通風路に配置されている熱交換器と第2の通風路に配置されている熱交換器との間に、封入されている冷媒を循環させる。

【0028】この循環によって、熱交換器がヒートパイプ熱交換器として作用していく。

【0029】これにより、ウインド内面に結露を発生させずに、十分な空調（暖房）能力が得られる。

【0030】しかも、強制式なので、第1の通風路、第2の通風路がどのように配置されても、つまり第1の通風路、第2の通風路の位置関係に関わらず、外気を利用して内気の除湿が行える。

【0031】請求項4に記載の自動車用空調装置は、車室内の暖房運転時、熱交換体において最適に除湿を行えるべく、熱交換体における露点温度を求め、かつ同露点温度に応じた外気導入量に対する内気導入量を求める。そして、この求めた外気導入量および内気導入量にしたがって、第1の通風路、第2に通風路に外気、内気を通風させる。



【0032】これにより、外気との熱交換によって内気に含まれる湿気分が、低温の外気を利用して、効果的に除去される(除湿)。

【0033】

【実施例】以下、請求項1および請求項2に記載の発明を図1および図2に示す第1の実施例にもとづいて説明する。図1は、この発明を適用した自動車用空調装置の全体の概略構成を示し、1は左側を吸込側とし、右側を吹出側とした通風路である。この通風路1の吸込側は、上下方向に対して二股に分かれている。またこの二股に分ける境界部分2aには、同部分から吹出側に向って延びる仕切壁3が突設されている。通風路1の吸込側の全体を上下2段に仕切っている。これにより、通風路1を、上側に配置した外気が流通する風路4(第1の通風路に相当)と、下側に配置した内気が流通する風路5(第2の通風路に相当)とに分割している。

【0034】二股部分の各上側部分6、下側部分7には、ブローア8a、8b(いずれもファンモータ10の出力軸にファン9を直結してなるもの)が設けられている。そして、上側のブローア8aの吸込側は、上側部分6に設けた吸込口11を介して、外気(車室外)に連通している。また下側のブローア8bの吸込側は、下側部分7に設けた吸込口12を介して自動車の車室内(図示しない)に連通しており、各ブローア8a、8bの作動にしたがって、外気、内気を通風路1の吹出側の端部に設けたデフロスタ、フェース、フットなどの各種吹出口13を介して、車室へ吹き出せるようにしている。

【0035】仕切壁3で仕切られた各風路4、5には、例えば同仕切壁3でフィン間が完全に仕切られるようにして蒸発器14(室内側熱交換器)が、風路4、5の通風方向と直角方向に沿って連続して設けられている。詳しくは、蒸発器14は、風路4に対しては同風路4の開口全体を塞ぐように、風路5に対しては同風路5の下側の一部を残して開口を塞ぐようにして設けられている。そして、風路5の下側の開放部分をバイパス路20としている。蒸発器14には、感熱筒15aで感知した後述のコンプレッサ18の吸込側の温度にしたがって絞り開度が可変する膨張弁15、レシーバタンク16、凝縮器17、自動車の走行用エンジン(図示しない)で駆動されるコンプレッサ18が冷媒管19を介して順に接続されており、コンプレッサ18の運転にしたがって冷凍サイクルを運転できるようにしている。

【0036】なお、バイパス路20には内気風量調節ダンパ21が設けられ、同ダンパ21の開度により蒸発器14を通る内気の量を可変できるようにしてある。

【0037】蒸発器14と吹出口13との間の通風路部分には、上記走行用エンジンの冷却水系につながるヒータコア22が配設されている。このヒータコア22との熱交換により、走行用エンジンの排熱を熱源として、通風路1を流通する外気、内気を加熱するようにしてい

る。

【0038】なお、ヒータコア22の入口部にはエアミックダンパ23が設けられていて、同ダンパ23の開度により冷風と温風と混合比を変えて適温を作っている。但し、24は蒸発器14からの吹出温度を検出するためのエアサーモセンサである。

【0039】また蒸発器14の入口側および出口側には、例えば電磁二方弁で構成される開閉弁25(密閉化手段に相当)がそれぞれ設けられている。そして、これら開閉弁25、25を閉じることによって、蒸発器14の内部を密閉化できるようにしてある。

【0040】一方、26は例えばマイクロコンピュータおよびその周辺機器で構成されたECU(エレクトロニックコントロールユニット)である。ECU26には、操作パネル26aが接続されており、同操作パネル26aに設けた各種操作スイッチ類(図示しない)から、「冷房」、「暖房」、「除湿暖房」、「内気導入」、「外気導入」、「設定温度」などを運転を入力できるようにしてある。

【0041】またECU26には、上記エアサーモセンサ24、自動車の車室内の温度を検出する室温センサ27、外気の温度を検出する外気温センサ28、自動車のウインド(フロントガラスウインド、サイドガラスウインド、リアガラスウインドなど)を通して車室内へ入射する日射量を検出する日射センサ29、自動車のウインド内面(フロントウインド、サイドウインド、リアウインドなど)の温度を検出するウインド温センサ31、自動車の車室内の湿度を検出する湿度センサ32が接続されており、ECU26に空調制御に必要な各種の情報を入力できるようにしている。またECU26には、ブローア8a、8bのファンモータ10、各種ダンパ21、23を駆動する駆動モータ21a、23a、コンプレッサ18をオンオフするための走行用エンジンとコンプレッサ18との間に設けた電磁クラッチ(図示しない)、開閉弁25、25が接続されており、ECU26からの指令にしたがって各種機器を所定に作動させるようにしてある。

【0042】すなわち、ECU26には、つぎのような機能が設定されている。

【0043】例えば車室温度と設定温度との差にしたがってコンプレッサ18の作動を制御する機能。

【0044】例えば設定温度に車室温度を維持するのに必要な吹出温度を各種センサから得た検出値にしたがって求める機能。

【0045】同演算によって求めた吹出温度にしたがってエアミックダンパ23の開度を制御する機能。

【0046】例えば湿度センサ32から検出された絶対湿度から自動車のウインド内面の露点温度を求める機能。

【0047】同露点温度がウインド温センサ31から検



出されたウインド内面の温度で設定された換気量補正の許容範囲であるか否かを判定する機能。

【0048】同判定結果にしたがい、許容範囲内のときはプロア8a、8bの風量を可変し、内外気の割合を露点温度とウインド内面の温度との差にしたがって制御する機能。

【0049】上記許容範囲を越えたときは、開閉弁25、25を「閉」にして、蒸発器14の全体を密閉化させる機能。

【0050】上記換気量から、車内温度および外気温センサ28に対する蒸発器14を通る内気の量を、例えば予めRAMに設定されたマップにしたがって求める機能。

【0051】同内気導入量になるよう内気風量調節ダンパ21の開度を制御する機能。

【0052】こうした機能により、自動車のウインド内面に曇り（結露）が生じやすく、かつ冷凍サイクルが運転しにくい環境下において、換気量（外気導入量）を増やさず、除湿しながら暖房できるようにしている。

【0053】図2に、この暖房運転の制御を説明するためのフローチャートが示されている。

【0054】このフローチャートにしたがって暖房運転の制御を説明すれば、イグニションスイッチを操作して走行用エンジンを始動させた後、操作パネル26aから「暖房」を起動するスイッチを操作する。

【0055】すると、まず、ECU26は、ステップS1に示されるように現在の自動車の環境状態を各種センサから読み込む。すなわち、室温センサ27から出力される検出信号から車室温度を読み取り、外気温センサ28から出力される検出信号から外気温度を読み取り、日射センサから出力される検出信号から日射量を読み取り、ウインド温センサ31から出力される検出信号からウインド内面の温度を読み取り、湿度センサ32から車室内の湿度を読み取る。

【0056】ここで、ECU26には、目標吹出温度 $T_{ao}$ を設定する与式がつぎに示すように設定されていて、操作パネル26aから入力された設定温度 $T_{set}$ にしたがって、目標吹出温度 $T_{ao}$ を求めていく。

【0057】 $T_{ao} = K_{set} \cdot T_{set} - (K_r \cdot T_r) - (K_{am} \cdot T_{am}) - (K_s \cdot S_t) - C$

但し、 $K_{set}$ 、 $K_r$ 、 $K_{am}$ 、 $K_s$ 、 $C$ は定数、 $T_r$ は車室内温度、 $T_{am}$ は外気温度、 $S_t$ は日射量。

【0058】について、ステップS2において、予め設定されたマップにしたがって、目標吹出温度 $T_{ao}$ からエアミックスダンパ23の開度が定められる。具体的には、エンジン排熱が少ないアイドリング時の暖房運転なので、例えば最大開度が設定される。そして、この設定した開度となるように駆動モータ23aを駆動する。

【0059】つぎにステップS3に進み、ECU26は、湿度センサ32から出力された絶対湿度 $X_r$ から、

ウインド内面の露点温度 $T_d$ を求める。

【0060】について、ステップS4において、この求めた露点温度 $T_d$ が、ウインド温センサ31で読取った現在のウインド内面の温度 $T_{gi}$ に対して、大きいか否かを判定する。

【0061】このとき、「 $T_{gi} > T_d + \alpha$ 」であれば、ECU26は、自動車の車室は、ウインドの内面に曇り（結露）が生じにくい状態、あるいは生じない状態であると判定し、ステップS6に進んで、露点温度 $T_d$ とウインド内面の温度 $T_{gi}$ との差にしたがって、内外気割合を設定する。そして、ECU26は、この内外気割合になるように外気側のプロア8a、内気側のプロア8bを動作させる。

【0062】こうしたステップS6までの処理は、露点温度 $T_d$ がウインド内面の温度が「 $T_{gi} - \alpha$ 」より高くなるまで繰返し行われ、内気量の割合を多くしながら、自動車の車室内を暖房する。つまり、「従来の技術」の項で述べた如く吹出空気を内気化して、ヒータコア2のエンジン排熱を暖房に有効に作用させる。

【0063】そして、この許容範囲を越えると、ECU26は、車室内のウインド面に曇りが生じやすく、かつ冷凍サイクルによる除湿がしにくい（低車室内温度）という環境であると判定して、ステップS7、ステップS8に進む。

【0064】すると、ECU26は、蒸発器14の出入部側にある開閉弁25を「閉」にし、内気風量調節ダンパ21の開度位置を、バイパス路20を閉じる位置に設定していく。

【0065】これにより、蒸発器14の内部は密閉されて、同蒸発器14内に封入されていた冷媒がそのまま内部に密閉される。

【0066】このとき、蒸発器14の上側は低温な外気が通る風路4に露出し、下側はそれより、かなり温度が高くなっている内気が通る風路5に露出しているから、蒸発器全体は、風路4に露出している上側部分が、放熱部に相当する凝縮部となり、風路5に露出している下側部分が、吸熱部に相当する蒸発部となる、一種のヒートパイプと同じような熱の移動作用が働く熱移動体（ヒートパイプ熱交換器）となる。

【0067】そして、内気風量調節ダンパ21の開位置によって、この熱移動体の蒸発部に対して、内気の熱が最も吸熱しやすい状態に設定されることになる（内気が全て蒸発器14を通過する状態）。

【0068】これによって、蒸発器14の内部に密閉された冷媒は、つぎのように相が変わって熱を移動させていく。

【0069】すなわち、蒸発器14の上部分（凝縮部）において、冷媒が外気との熱交換により凝縮を起こす。この凝縮した冷媒が重力によって蒸発器14の下部分（蒸発部）に至ると、今度は同液冷媒が内気との熱交換

により、蒸発して内気から熱を奪う。このとき、内気に含まれる湿気分が除去される。そして、この蒸発した冷媒が蒸発器の上側に上昇して、再び上記のような凝縮が行われる熱サイフンの作用が繰返しなされる。

【0070】こうした熱の移動により、低温の外気を利用して、自動車の車室内を除湿暖房させることになる。

【0071】これにより、換気量（外気導入量）を増やさず、車室温度の低下の原因となる冷凍サイクルの運転を不要にして、ウインド面に結露が発生しやすい環境を是正する。

【0072】つまり、ウインド内面に結露を発生させずに、十分な暖房（空調）能力を得ることができることになる。

【0073】なお、図1中の開閉弁25はなくとも、熱サイフンとして作動するものであることを記しておく。

【0074】図3は、この発明の第2の実施例を示す。

【0075】図3に示される自動車用空調装置は、蒸発器14の通風入口側の仕切壁3にダンパ35を設け、上述した第1の実施例で説明した作用に加えて、暖房運転時は、図3の(a)に示されるようにダンパ35を仕切壁3と真つすぐに連なる位置に設定し、蒸発器14を熱サイフンとして作用させたときの除湿暖房運転時は、図3の(b)に示されるようにダンパ35を内気が蒸発器14の下端部に集中して通風する位置に設定して、蒸発器14の伝熱面積の可変から効率良く熱サイフンを作用させようとしたものである。

【0076】図4は、この発明の第3の実施例を示す。

【0077】図4に示される自動車用空調装置は、蒸発器14とヒートコア22との間にダンパ40を設けて、蒸発器14を通過した外気を車外へ排出させたものである。図5は、この発明の第4の実施例を示す。

【0078】図5に示される自動車用空調装置は、蒸発器14をヒートコア22との間に内気を吸込ダンパ45を設けて、内気を取り入れるようにしたものである。

【0079】図6は、この発明の第5の実施例を示す。

【0080】図6に示される自動車用空調装置は、蒸発器14とヒートコア22との間にダンパ50を設けて、蒸発器14を通過した内気を車外へ排出させたものである。なお、上述したいずれの実施例とも、仕切壁3で蒸発器14を完全に仕切るような構成を採用したが、仕切らなくとも同様な効果を奏するものである。

【0081】図7は、請求項3に記載の発明の実施例となる第6の実施例を示す。

【0082】図7に示される自動車用空調装置は、上記した実施例のように重力を利用した冷媒の移動でヒートパイプを構成するようにはしたのではなく、冷媒を強制的に移動させてヒートパイプを構成するようにはしたものである。

【0083】すなわち、通風路1は、風路4（外気側）

と風路5（内気側）とに完全に分割されている、また各風路4、5はそれぞれ異なる位置に配置されているものである。蒸発器14は、凝縮部となる部分14a（熱交換体）と、蒸発部となる部分14b（熱交換体）とに分割されている。なお、この蒸発器14に冷凍サイクル機器を接続して、上記第1の実施例と同様の冷凍サイクルを構成するが、冷凍サイクル機器は図示していない。また開閉弁25も図示していない。

【0084】風路4には凝縮部分14a、プロア8a、ヒートコア22、ミックスダンパ23を配設してある。また風路5には、プロア8b、蒸発部分14b、内気風量調節ダンパ21を配設してある。

【0085】凝縮部分14aと蒸発部分14bとの双方は、循環路36を介して連結される。この循環路36には、レシーバタンク37、冷媒循環ポンプ38が設けられている（冷媒循環手段）。

【0086】ECU26には、上記した第1の実施例で説明した機能に加えて、「ウインド面に曇りが生じやすく、かつ冷凍サイクルによる除湿がしにくい（低車室内温度）」という環境であると判定したとき、冷媒循環ポンプ38の運転を開始する機能を設定してある。

【0087】但し、センサ系は上記第1の実施例と同じなので、図7からは省略してある。

【0088】これにより、外気、内気をヒートコア22で加熱して車室内を暖房する暖房運転時、ECU26によって、ウインド面に曇りが生じやすく、かつ冷凍サイクルによる除湿がしにくいという環境状態と判定されると、開閉弁25によって蒸発器14を密閉にするとともに、冷媒循環ポンプ38をオンして、蒸発器14に封入されている冷媒を凝縮部分14a、蒸発部分14bとの間に循環させる。

【0089】この循環によって、上記第1の実施例のときと同様のヒートパイプの作用が風路4、5に分割配置されている凝縮部分14a、蒸発部分14b間に生じる。

【0090】これにより、上記第1の実施例と同様、ウインド内面に結露を発生させずに、十分な暖房（空調）能力を得ることができる。しかも、強制式なので、分割された風路4、5がどのように配置されても、つまり風路4、5の位置関係に関わらず、外気を利用して除湿を行うことができる。

【0091】なお、この実施例では第1の実施例の開閉弁回りの構成をそのまま流用した構成を採用したが、開閉弁を使用しなくとも、蒸発器14をヒートパイプとして作用させることができるものである。

【0092】またこの実施例ではポンプを採用したが、これに限らず、冷媒を循環させるものであればよい。

【0093】図8は、この発明の第7の実施例を示す。

【0094】図8に示される自動車用空調装置は、上記第1の実施例の変形例で、外気、内気を取入れる吸込口

11、12と各種吹出口13とを連通する通風路1を分割するのではなく、通風路1を風路4とし、この風路4に対し、別途、車室内に連通する内気の吸込口40と車室内に開口する吹出口41とを連通する通風路43を並設して、この通風路43を風路5とし、これに第1の実施例と同様、双方に対して交わるように蒸発器14を配設して、自動車用空調装置が外気モード（外気を導入するモード）のとき、低温の外気を利用して除湿を行えるようにしたものである。

【0095】但し、図8中、44は内気と外気とを切替えるダンパ、45は風路5に内気を流通させるブロー、46はデフロスタにモードを替えるためのモード切替デフダンパ、47はベント又はヒータにモードを替えるためのモード切替ベントダンパを示す。

【0096】この自動車用空調装置は、通常の車室内の冷暖房は、ダンパ44、通風路43、エアミックスダンパ23、ヒータコア22、ブロー8aを用いて行なう。そして、蒸発器14を除湿器として利用するとき（冬場の低温時といった、ウインド面に曇りが生じやすく、かつ冷凍サイクルによる除湿がしにくいとき）は、図8に示されるように各機器を作動させる。

【0097】すなわち、ダンパ44を外気だけが取入れられる側に切替え、エアミックスダンパ23をヒータコア22だけを通過する側に切替え、モード切替デフダンパ46ならびにモード切替ベントダンパ47によって、フット方向へ大部分が吹き出されるようにする。と共に、各ブロー8a、45を作動させるとともに、開閉弁25、25を閉じる。

【0098】これにより、吸込口11から取入れられた外気（低温な空気）は、蒸発器14を通過するときに同蒸発器14と熱交換して加熱され、ヒータコア22によって加熱された後、各吹出口13から車室内へ吹き出される。また吸込口40から取入れた温度の高い内気（車室内の空気）は、蒸発器14を通過するときに同蒸発器14のヒートパイプ作用により冷やされ、除湿される。そして、この除湿された内気が吹出口41から車室内へ吹き出される。

【0099】このようにしてもウインド面に結露が発生しやすい環境を是正することができる。

【0100】図9は、この発明の第8の実施例を示す。

【0101】図9に示される自動車用空調装置は、第7の実施例とは、逆に自動車用空調装置の内気モード（内気導入で暖房するモード）のとき、除湿を行うようにしたものである。

【0102】すなわち、通風路1を風路5とし、この風路5に対し、別途、車室外に開口する外気の吸込口50と車室外に開口する吹出口51とを連通する通風路52を並設して、この通風路52を風路4とし、双方に対して交わるように蒸発器14を配設して、自動車用空調装置が内気モードのとき、低温の外気を利用して除湿を行

うようにしたものである。

【0103】なお、除湿の運転は、第7の実施例とはダンパ44の位置が内気だけを取込む位置に配置されるだけが異なるだけで、後は同じなので、作用の説明は省略する。図10および図11は、この発明の第9の実施例を示す。

【0104】図10および図11に示される自動車用空調装置は、第1の実施例のように自動車のフロント空調用に蒸発器14を設ける以外に、リア空調用の蒸発器60をもつタイプに、この発明を適用したもので、さらに述べれば、このリア空調用の蒸発器60を用い、上記したようなヒートパイプ作用を利用して除湿を行なうようにしたものである。

【0105】具体的には、こうした二つの蒸発器14、60をもつ自動車用空調装置の冷凍サイクルは、図10に示されるようにレシーバタンク16とコンプレッサ18の吸込側との間に、冷媒管19aを介して、蒸発器14、60を並列に接続してなる。

【0106】そこで、第1の実施例と同様、この蒸発器60の入出口側に開閉弁25、25を設けて、蒸発器60の内部を密閉できるようにしている。そして、この蒸発器60を、上述した実施例と同様、図11に示されるように風路構造に収めて、ヒータコア22をもたないリア側の吹出アセンブリにおいて、先の実施例で述べた如く蒸発器60をヒートパイプとして作用させて除湿するようにしている。

【0107】すなわち、図11について説明すれば、1aは内部が内気用の風路5と外気用の風路4とに分割されたリア用の通風路である。通風路1aの左側は、内気と外気との導入を切替えるダンパ61で開閉される内気の吸込口63と外気の吸込口62とが設けられている。このダンパ61の後側に、風路4と風路5との双方に対して交わるように上記蒸発器60が設けられる。またこの蒸発器60の後側の各風路4、風路5の部分には、ブロー64、65が設けられ、内気、外気を通風路1aの右側に設けた車室外に開口する吹出口66、車室内に開口する吹出口67、同じく車室内に開口する吹出口68に導くようにしてある。なお、69は吹出口66と吹出口67との切替えるためのダンパである。

【0108】このリア側の吹出アセンブリによると、車室内を冷房するときは、ダンパ61を内気だけが取り入れられる位置（図11中、破線で示す位置）に設定して、冷凍サイクルを運転するとともに各ブロー64、65を作動させればよい。すなわち、吸込口62から取り入れられた内気は、リア空調用の蒸発器60を通過する際、熱交換により冷却された後、破線の状態に切替えられたダンパ69を介して、吹出口67、68から車室内へ吹き出される。

【0109】またリア空調用の蒸発器60を用い、外気を利用して除湿するときは、図11に示されるように各

機器を作動させる。

【0110】すなわち、ダンパ61は中間位置、つまり内気と外気とが相互に混ざらずに風路4、5に流通させる位置に切替え、ダンパ69は取込まれた外気がそのまま車室外へ吹き出される位置に切替える。と共に、各ブローア64、65を作動させ、開閉弁25、25を閉じる。

【0111】これにより、吸込口62から取入れられた外気(低温な空気)は、蒸発器60を通過するときに同蒸発器60と熱交換した後、吹出口66から車室外へ吹き出される。また吸込口63から取入れた温度の高い内気(車室内の空気)は、蒸発器60を通過するときに同蒸発器60のヒートパイプ作用により冷やされ、除湿される。そして、この除湿された内気が吹出口68から車室内へ吹き出される。

【0112】このようにしてもウインド面に結露が発生しやすい環境を是正できる。

【0113】図12は、この発明の第10の実施例を示す。

【0114】図12に示される自動車用空調装置は、第9の実施例の変形例である。

【0115】本実施例は、第9の実施例で示す自動車用空調装置の内気用の風路4に空気清浄器70(濾過式、静電式など)を設けて、車室内に吹き出される内気を清浄し、さらに蒸発器60の内部に仕切板71を設けて、蒸発器60を通過する内気と外気とが混じらないようにもしたものである(除湿性能を高めるため)。

【0116】なお、空気清浄器70は、風路4内であればどの位置に据付けてもよく、また双方に設けても、さらに風路4、5に跨がって設けるようにしてもよい。

【0117】図13は、この発明の第11の実施例を示す。

【0118】図13に示される自動車用空調装置は、第9の実施例の変形例である。

【0119】本実施例は、第9の実施例に示される自動車用空調装置の吸込部を内気側と外気側とに分割して、内気側の吸込部を内気専用とし、外気側の吸込部をダンパ80にて内外気の切替えを行なう構造としたものである。

【0120】なお、図13中、81は内気側吸込部の吸込口、82は外気側吸込部の内気吸込口、83は同じく外気吸込口を示す。

【0121】図14は、この発明の第12の実施例を示す。

【0122】図14に示される自動車用空調装置も、第9の実施例の変形例である。

【0123】本実施例は、第9の実施例に示される自動車用空調装置の吸込部を内気側と外気側とに分割して、それぞれの吸込部に、ダンパ80、88にて内気と外気とを切替える構造を設けたものである。

【0124】なお、85は内気側吸込部の内気吸込口、86は同じく外気吸込口を示す。

【0125】図15および図16は、この発明の第13の実施例を示す。

【0126】図15および図16に示される自動車用空調装置は、第6の実施例の変形例である。

【0127】第6の実施例は、蒸発器14を分割して、異なる位置に配設された風路4と風路5とにそれぞれ設けたが、本実施例はそれとは異なり、異なる位置に配設された風路4あるいは風路5の一方に蒸発器14を設け、もう一方にヒートパイプを利用した除湿(外気を利用した除湿)で使用するための専用の蒸発器90(熱交換器)を設けて、第6の実施例と同様の熱移動の作用を成立させたものである。

【0128】すなわち、蒸発器14には、図15および図16に示されるように膨張弁15、レシーバタンク16、凝縮器17、コンプレッサ18が冷媒管19を介して接続されていて、冷凍サイクル回路を構成している。

【0129】一方、除湿専用の蒸発器90は、この冷凍サイクル回路に対し、冷媒管19bを介して、蒸発器14と並列に設けられる。この蒸発器14と蒸発器90とで構成される閉回路には、冷媒循環ポンプ38が設けられる。また蒸発器14の各冷媒管19との接続部には、それぞれ三方切替弁92を設ける。これら三方切替弁92、92の切替えによって、冷房時はコンプレッサ18からの冷媒を蒸発器14に対して循環させようとしている。また同じく外気を利用した除湿時は、2つの蒸発器14と蒸発器90との間に閉回路を構成して、冷媒循環ポンプ38にて冷媒を蒸発器14、蒸発器90間に循環できるようにしている。

【0130】これにより、冷房時は、コンプレッサ18から吐出した冷媒が、蒸発器17、レシーバタンク16、膨張弁15、蒸発器14を循環する冷房サイクルを構成して、車室内を冷房する(蒸発器90、冷媒循環ポンプ38は使用しない)。

【0131】また外気を利用して除湿するときは、蒸発器14と蒸発器90との間に閉回路を構成し、冷媒循環ポンプ38を運転する。これにより、蒸発器14から蒸発器90へ冷媒を強制的に移動させて、先の第6の実施例でも説明したようなヒートパイプの作用が成り立つ。つまり、車室内の空気は蒸発器90で除湿されることになる。

【0132】但し、図15および図16において、先の第6の実施例と同じ部分については、同一符号を付してその説明を省略した。

【0133】なお、上記した請求項3の発明の強制循環式の構造(第6の実施例、第13の実施例)に、左記の図4ないし図6に示される各実施例、図8ないし図14に示される各実施例の構造を適用してもよいことはいふまでもない。

【0134】図17ないし図22は、請求項4に記載の発明の実施例となる第14の実施例を示す。

【0135】第14の実施例は、外気と内気とを熱交換させる部分の露点温度を求め、この露点温度になるよう、外気導入量に対する内気導入量を制御して、ウインド内面の結露の発生を防ぐようにしたものである。

【0136】具体的には、つぎのような構造を採用している。

【0137】通風路1は、左側に1台のプロア100（ファンモータ101にファン102を直結してなるもの）を有し、右側に各種の吹出口13を有している。通風路1の内部には、プロア100側から蒸発器14、エアミックスダンパ23付きのヒータコア22が設けられている。またプロア100の吸込部には、内気用の吸込口103、外気用の吸込口104の他、内気の導入と外気の導入を切替えるダンパ105が設けられている。なお、105aはダンパ105の駆動モータを示す。

【0138】吸込口104には、外気を導入するダクト106が接続されている。このダクト106は、具体的には例えば図18ないし図20に示されるように二分割式のL字状ダクトから構成されていて、一方の側106aが水平方向に沿って配置され、他方の側106bが上下方向に沿って配置されるようにしてある。そして、この下側端部に形成された開口部が、自動車の車体107の下部側に据え付けてある上記プロア100の吸込部に接続されている。

【0139】ダクト106の上側端部には、上部壁の左側寄りに外気用の吸込口109が設けられ、右側壁には内気用の吸込口110が設けられている。またダクト106の上側端部は、図19に示されるように車体107を構成するダッシュボード111（車体107のフロント側において車室内外を仕切るもの）を貫通して、吸込口109を車体107に設けた孔部112から外気に臨ませ、吸込口110を車室内に臨ませている。なお、113はフロントウインドを示す。

【0140】ダクト106の側106a内には、吹出口109側と吹出口110側とを仕切るように熱交換プレート114（熱交換体に相当）が設けられている。これにて、熱交換プレート114で仕切られた吸込口109側の空間に第1の風路115を構成し、吸込口110側の空間に第2の風路116を構成している。また熱交換プレート114は、高い伝熱性の薄肉帯板から構成されていて、同熱交換プレート114を通じて、第1の風路114を流れる吸込口109からの外気と、第2の風路116を流れる吸込口110からの内気とを熱交換させるようにしてある。なお、熱交換プレート114の下部全体には勾配が付けられた桶状の結露受け117が設けられ、さらに結露受け117の最下部には、ダクト106の下側の壁部を貫通して、ドレン排出パイプ118が接続されていて、熱交換によって熱交換プレート114

の表面に生じる結露を外部に排出できるようにしてある。

【0141】さらに側106a内には、熱交換プレート114の端部に位置して、第1の風路115と第2の風路116とを流れる風量（プロア100で決まる）の配分を変えるためのダンパ119が設けられていて、ダンパ119の変位から内気導入量、外気導入量を変えることができるようにしてある。なお、119aはダンパ119を駆動する駆動モータを示す。

【0142】ECU26には、曇り限界線が記憶されている。曇り限界線は、具体的には、快適湿度領域の中間点の湿度値Aでは、図22に示されるように例えば「20km/h」、「100km/h」で示されるように車速毎で勾配が異なるような曲線で曇り限界線は表される。こうした湿度値Aの曇り限界線が記憶してある。但し、Trは内気（車室）温度である。

【0143】ECU26には、外気温Tam、車速、車室温度（tr）にしたがって曇り限界線から読み取られた絶対湿度Xaから、熱交換プレート114の露点温度t<sub>d</sub>（内気と外気の断熱混合による温度に相当）を求める機能が設定されている。

【0144】ECU26には、例えば必要換気量から定めた外気導入量G<sub>1</sub>（例えば車室内全体で何m<sup>3</sup>/hという値）が設定してある。

【0145】さらにECU26には、求められる露点温度t<sub>d</sub>、室温センサ27から検出される車室（内気）温度Tr、外気温センサ28から検出される外気温Tam、所定設定値となる外気導入量G<sub>1</sub>から、内気導入量G<sub>2</sub>を求める演算式が設定されている。

【0146】加えてECU26には、この露点温度t<sub>d</sub>にしたがった内気導入量G<sub>2</sub>と外気導入量G<sub>1</sub>の配分比に対応したダンパ119のダンパ位置を求めるための設定がなされていて、外気導入量G<sub>1</sub>に対する内気導入量G<sub>2</sub>を制御できるようにしてある。

【0147】図21には、この除湿暖房運転の制御、すなわち冷凍サイクルによる除湿が期待できないときにおける、除湿をしながら暖房運転する制御の説明のフローチャートが示されている。

【0148】すなわち、操作パネル26aから「除湿暖房」を起動するスイッチが操作されると、まず、ECU26はステップS11に示されるように現在の自動車の環境状態を各種センサから読み込む。すなわち、室温センサ27から出力される検出信号から車室（内気）温度を読み取り、外気温センサ28から出力される検出信号から外気温度を読み取る。

【0149】ついで、ステップS12において、マップ、例えば図22に示されるように、ある車室温度tr<sub>1</sub>における外気温と絶対湿度の関係をを用い、車速に応じた勾配をもつ曇り限界線から外気温Tamに対応した絶対湿度Xaを読み取る。なお、曇り限界線は同線を境に左側

の領域で結露が生じることを示している。例えば外気温 $\alpha$ で、「車速100km/h」で自動車が行走しているとき、および外気温 $\beta$ で、「車速20km/h」で自動車が行走しているときは、いずれも交点X、Yから快適湿度領域の中間の絶対湿度値Aが読み出される。

【0150】ステップS13において、ECU26は絶対湿度値Aから露点温度 $t_3$ を求める。

【0151】つづく、ステップS14において、外気導入量 $G_1$ を設定する。具体的には、車体107の大きさなどで決まる必要換気量を、外気導入量 $G_1$ として設定する。むろん、乗員1名当たりの必要換気量から自動車の総乗員の必要換気量を求めて、外気導入量 $G_1$ としてもよい。

【0152】ステップS15において、湿り空気の断熱混合の状態の変化から露点温度 $t_3$ にするのに必要な内気導入量 $G_2$ を推定する(車室温度が熱交換プレート114上で露点温度以下で始めて除湿が行われるからである)。

【0153】この推定には、つぎの式に各種の値を与えることによりなされる。

【0154】 $G_2 = G_1 (T_{am} - t_3) / (t_3 - T_r)$  ( $m^3/h$ )

但し、 $t_3$ は内気、外気の断熱混合による温度で、露点温度に相当するものである。

【0155】具体的には、外気温 $T_{am}$ が「0℃」、外気導入量 $G_1$ が「50 $m^3/h$ 」、車室温度 $T_r$ が「25℃」、露点温度 $t_3$ が「12.5℃(絶対湿度 $X_a$ が略0.0009)」とすると、内気導入量 $G_2$ は「50 $m^3/h$ 」と演算され、外気温 $T_{am}$ が「0℃」、外気導入量 $G_1$ が「50 $m^3/h$ 」、車室温度 $T_r$ が「23℃」、露点温度 $t_3$ が「12.5℃(絶対湿度 $X_a$ が略0.0009)」とすると、内気導入量 $G_2$ は「60 $m^3/h$ 」と演算される。

【0156】ついで、ECU26は、ステップS16にて上記求めた内気導入量 $G_2$ となる風量配分比(内外気比率)から、ダンパ119の位置を求め、続くステップS17にて同ダンパ位置となるよう、駆動モータ119aを駆動する。

【0157】これにより、熱交換プレート114を介して行われる、第1の風路115を流れる外気と第2の風路116を流れる内気との熱交換により、内気に含まれる湿気分が、低温の外気を利用して除去される(除湿)。具体的には、熱交換プレート114の表面に結露が生じて、内気の湿気が除かれる。

【0158】このように所定の露点温度となるよう、内気導入量を制御して、熱交換プレート114を使い、積極的に外気を利用して内気を除湿するようにしても、先の実施例と同様の効果を奏する。

【0159】また絶対湿度 $X_a$ が快適湿度領域内の値であれば、結露の発生を防ぐだけでなく、快適な湿度を保

つことができるから乗員に対するフレッシュ感(空気の清浄度)を維持することができる利点がある。

【0160】但し、結露水、すなわちドレン水は結露受け117、ドレン排出パイプ118を通して、外部へ排出される。

【0161】なお、図面において、第1の実施例と同じ部分には同一符号を付してその説明を省略した。

【0162】図23ないし図25は、第15の実施例を示す。

【0163】本実施例は、第14の実施例の変形例で、第14の実施例で用いた熱交換プレートの代わりに、熱交換器120を設けたものである。

【0164】具体的には、熱交換器120は、例えばフィン付の多数のヒートパイプ121を組合せた構造のものが用いられる。この熱交換器120は、第1の風路115と第2の風路116を仕切る壁部122に、同風路115、116間に跨がるように設けられていて、効果的に外気と内気とを熱交換させるようにしたものである。

【0165】なお、図面において、第14の実施例と同じ部分には同一符号を付してその説明を省略した。

【0166】図26および図27は、第16の実施例を示す。

【0167】本実施例は、第14の実施例の変形例で、第14の実施例で行ったダンパ制御で内気導入量を制御したのに対し、プロア能力制御で内気導入量を制御したものである。

【0168】具体的には、つぎのような構造を用いてある。

【0169】通風路1は、内部が仕切壁3で上下に分割されていて、上側に吸込口11とデフロスタ、フェース用の吹出口13と連通する風路4を構成し、下側に吸込口12とフット用の吹出口13と連通する風路5を構成している。各風路4、5の上流側には外気用のプロア125、内気用のプロア126(いずれもファンモータ127にファン128を連結してなる)が設けられ、外気、内気を通風路1内に流通させるようにしてある。なお、125aは吸込口11に設けた内気用のダンパ、126aは吸込口12に設けた外気用のダンパ、129は各吹出口13に設けた吹出用のダンパである。プロア下流側の風路4には、第1の室内側熱交換器130が、隣接する風路5に対して交わるようにして設けられ、同じく風路5には第2の室内側熱交換器131が、隣接する風路4に対して交わるようにして設けられている。これら室内側熱交換器130、131は三方切換弁132、132を介して並列に接続されている。この並列回路133には、冷媒管134を介して、四方弁135、自動車のエンジン136の冷却ファン前方に設置した室外側熱交換器137、膨張弁138(減圧装置)が順次接続されている。さらに四方弁135には、エンジン136

で駆動されるコンプレッサ138が接続されていて、ヒートポンプ式の冷凍サイクルを構成している。そして、四方弁135、三方切換弁132、132の切換動作から、第2の室内側熱交換器131を蒸発器とし、室外側熱交換器137を凝縮器とした冷房サイクル、第1の室内側熱交換器130を凝縮器とし、室内側熱交換器137を蒸発器とした暖房サイクルを構成するようにしてある。

【0170】またECU26には、先の第14の実施例と同様な設定、すなわち設定された外気導入量 $G_1$ 、求めた内気導入量 $G_2$ に応じたブロー回転数を求める機能、さらには同回転数でブロー125、126を駆動する機能以外は、第14の実施例と同じ機能が設定されていて、暖房運転時、機能が停止している室内側熱交換器130を露点温度 $t_3$ になる風量に制御するようにしてある。

【0171】図27には、この除湿暖房運転の制御、すなわち冷凍サイクルによる除湿が期待できないときにおける、除湿をしながら暖房運転する制御の説明のフローチャートが示されている。

【0172】ここでは、ステップS11からステップS15までは、先の第14の実施例と同じで、ステップS20～ステップS22における、「外気導入量 $G_1$ に応じたブロー回転数を求める」、「内気導入量 $G_2$ に応じたブロー回転数を求める」を経て、求めた外気導入量 $G_1$ 、内気導入量 $G_2$ となるよう、ブロー125、126を制御している。

【0173】このとき、暖房運転時、冷凍サイクル的に機能していない室内側熱交換器130は、第1の実施例で述べたように風路4に露出している上側部分が、放熱部に相当する凝縮部となり、風路5に露出している下側部分が、吸熱部に相当する蒸発部となる、一種のヒートパイプと同じような熱の移動作用が働く熱移動体となる。

【0174】ここで、所定の露点温度となるよう、内気導入量を制御しているから、室内側熱交換器130を介して行われる、第1の風路115を流れる外気と第2の風路116を流れる内気との熱交換は効果的に行われる。

【0175】つまり、冷凍サイクルは運転されなくとも、先の第14の実施例と同様、内気に含まれる湿気分は、低温の外気を利用して十分に除去されることになる(除湿)。

【0176】このように冷凍サイクルの熱交換器を用いて、所定の露点温度となるよう、内気導入量を制御して、積極的に外気を利用して内気を除湿するようにしても、先の実施例と同様の効果を奏するのである。

【0177】

【発明の効果】以上説明したように請求項1ないし請求項4に記載の発明によれば、ウインド面に結露が生じや

すく、かつ冷凍サイクルが作動しにくい環境下における空調運転時において、換気量を不要に増やすことなく、かつウインド内面に結露を発生させずに、十分な空調(暖房)能力を得ることができる。

【0178】しかも、これに加え請求項3に記載の発明によれば、強制式なので、分割された第1の通風路、第2の通風路の位置関係に関わらず、外気を利用して車室内の除湿を行うことができるという効果を奏する。

【図面の簡単な説明】

【図1】この発明の第1の実施例の自動車用空調装置の構成を、蒸発器を密閉する制御系と共に示す図。

【図2】暖房運転時の制御を、ウインド面に結露が生じやすく、かつ冷凍サイクルが運転しにくい環境下における空調運転の制御と共に示すフローチャート。

【図3】(a)、(b)は、この発明の第2の実施例の蒸発器の伝熱面積を変えて、熱サイフンの効率を高めたときの通常暖房運転時とヒートパイプの作用で除湿した暖房運転時との状態をそれぞれ示す図。

【図4】この発明の第3の実施例の自動車用空調装置の要部を示す図。

【図5】この発明の第4の実施例の自動車用空調装置の要部を示す図。

【図6】この発明の第5の実施例の自動車用空調装置の要部を示す図。

【図7】この発明の第6の実施例となる強制的に冷媒を循環させることにより、蒸発器をヒートパイプとして作用させる構成を示す図。

【図8】この発明の第7の実施例の自動車用空調装置の要部を示す図。

【図9】この発明の第8の実施例の自動車用空調装置の要部を示す図。

【図10】この発明の第9の実施例となる自動車用空調装置の冷凍サイクルを、除湿を行なう構造と共に示す図。

【図11】同実施例のリア側の蒸発器回りの吹出系の構造を示す図。

【図12】この発明の第10の実施例の自動車用空調装置の要部を示す図。

【図13】この発明の第11の実施例の自動車用空調装置の要部を示す図。

【図14】この発明の第12の実施例の自動車用空調装置の要部を示す図。

【図15】この発明の第13の実施例となる自動車用空調装置の冷凍サイクルを、除湿を行なう構造と共に示す図。

【図16】同実施例の各蒸発器の吹出系回りの構造を示す図。

【図17】この発明の第14の実施例の自動車用空調装置を、除湿を行なう構造と共に示す図。

【図18】同実施例の、熱交換プレートが内蔵されたダ



クトを示す斜視図。

【図19】図18中、Z-Z線に沿うダクトの断面図。

【図20】同熱交換プレートが内蔵されたダクトの分解斜視図。

【図21】同熱交換プレートを露点温度にする内気量制御を示すフローチャート。

【図22】ある内気温度に応じた曇り限界線を例に挙げて示した線図。

【図23】この発明のこの発明の第15の実施例の自動車用空調装置を、除湿を行なう構造と共に示す図。

【図24】同実施例の熱交換体が内蔵されたダクトの分解斜視図。

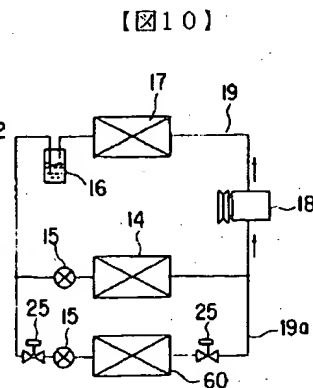
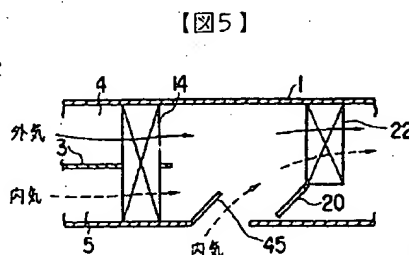
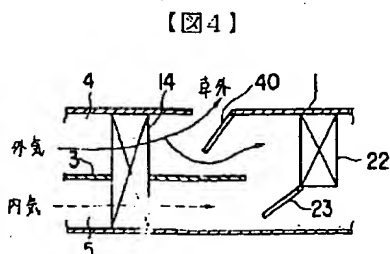
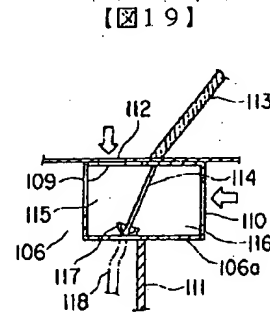
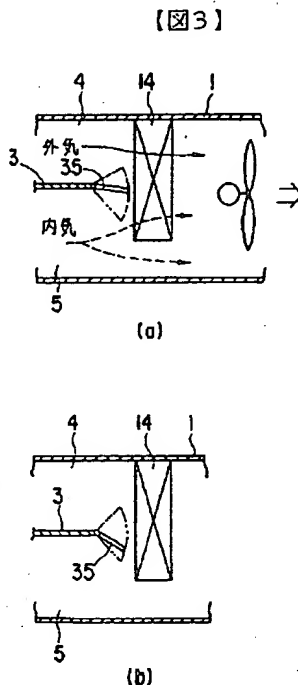
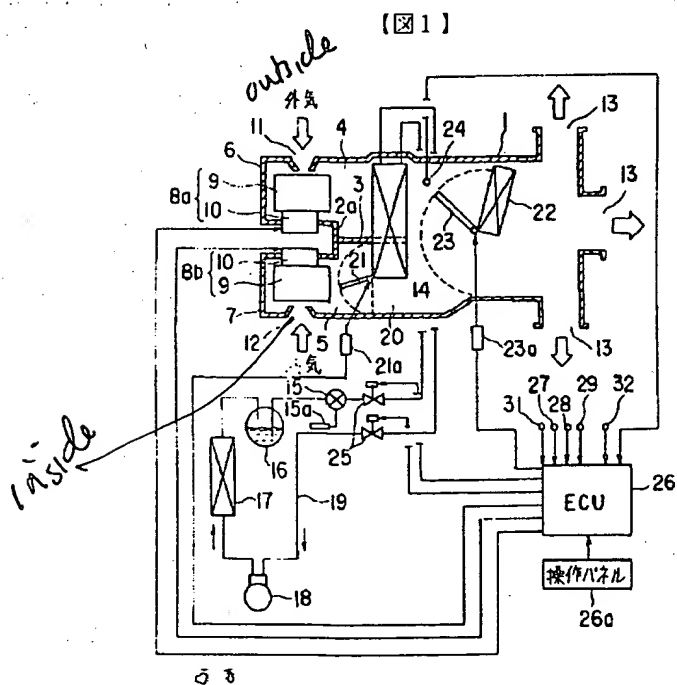
【図25】同ダクトの断面図。

【図26】この発明のこの発明の第16の実施例の自動車用空調装置を、除湿を行なう構造と共に示す図。

【図27】同実施例の熱移動体として機能する冷凍サイクル機器である熱交換器を露点温度にする内気量制御を示すフローチャート。

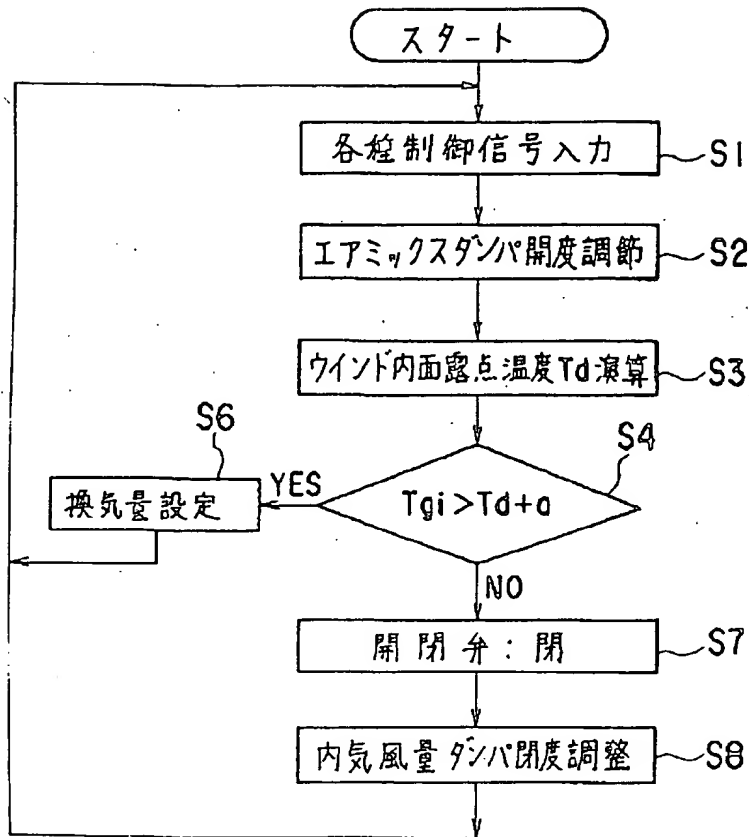
【符号の説明】

1…通風路、3…仕切壁、4、5…第1の風路、第2の風路（第1の通風路、第2の通風路）、11、12…吸込口、13…吹出口、14…蒸発器、22…ヒータコア、25…開閉弁、26…ECU、36…循環路、38…冷媒循環ポンプ、114…熱交換プレート（熱交換体）、115、116…第1の風路、第2の風路（第1の通風路、第2の通風路）、119…ダンパ。

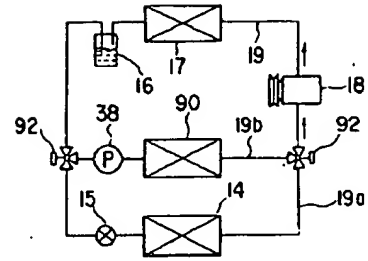




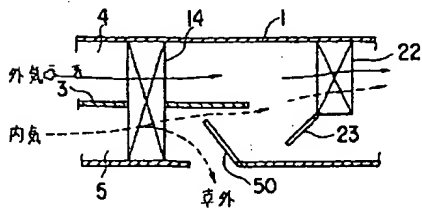
【図2】



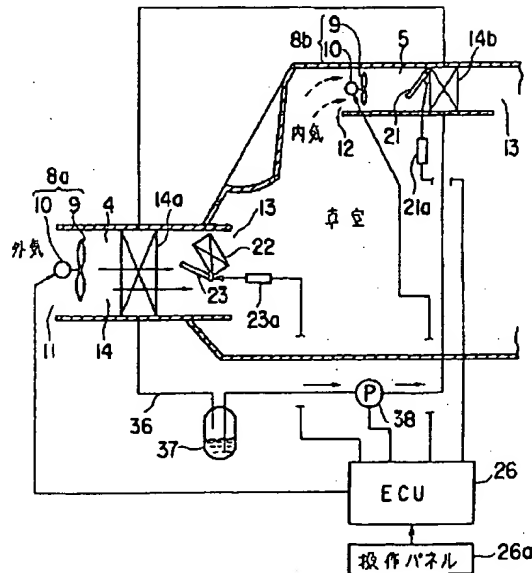
【図15】



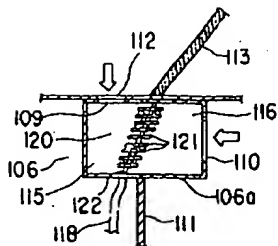
【図6】



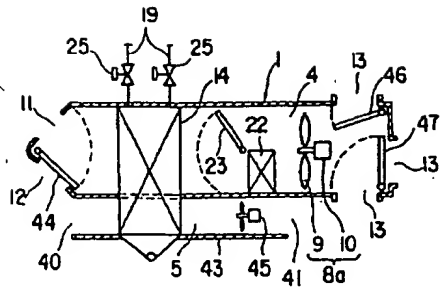
【図7】



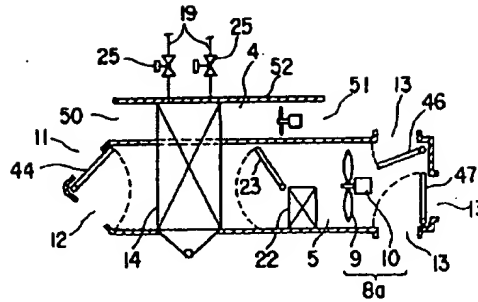
【図25】



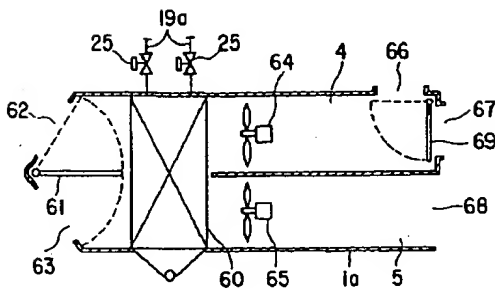
【図8】



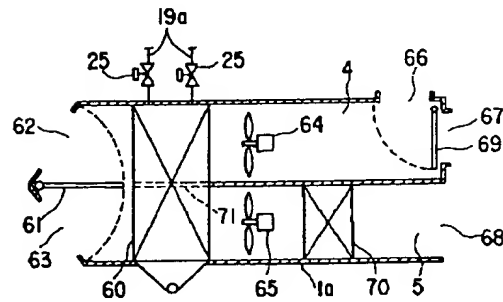
【図9】



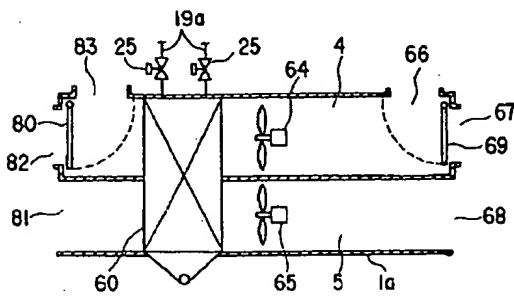
【図11】



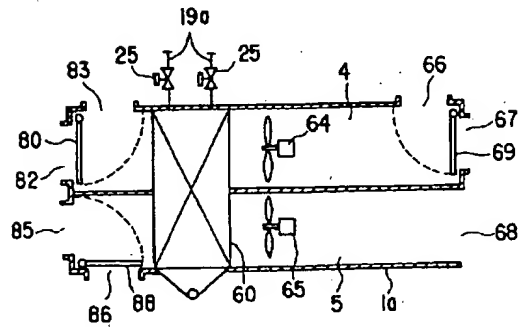
【図12】



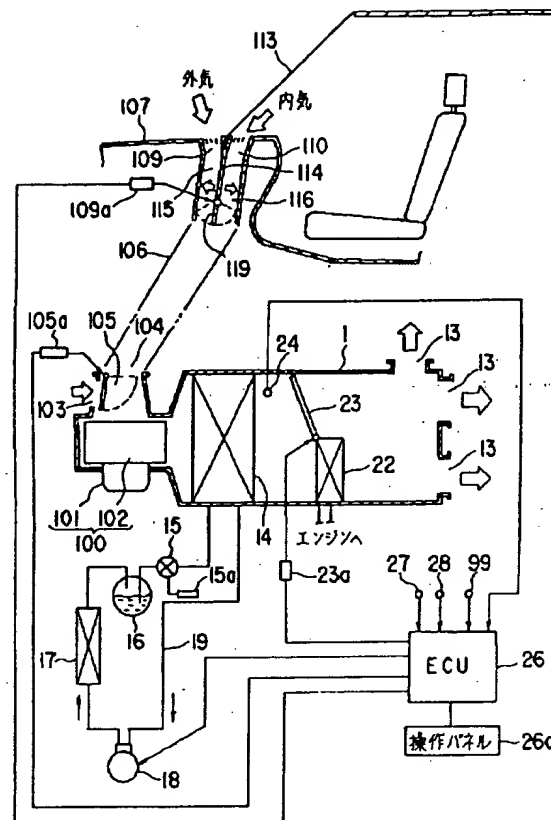
【図13】



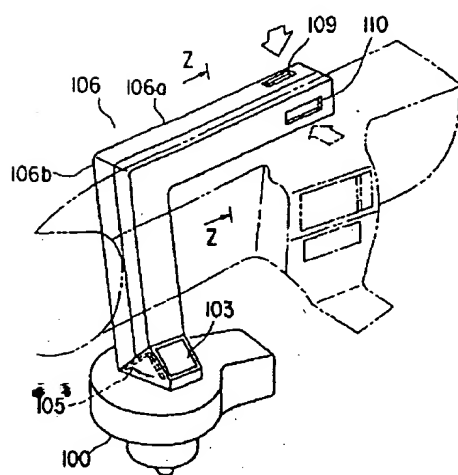
【図14】



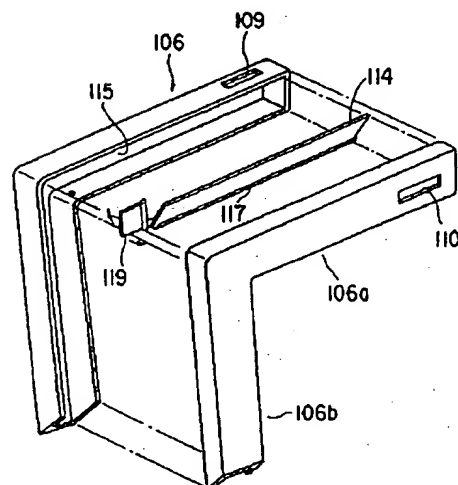
【図 17】



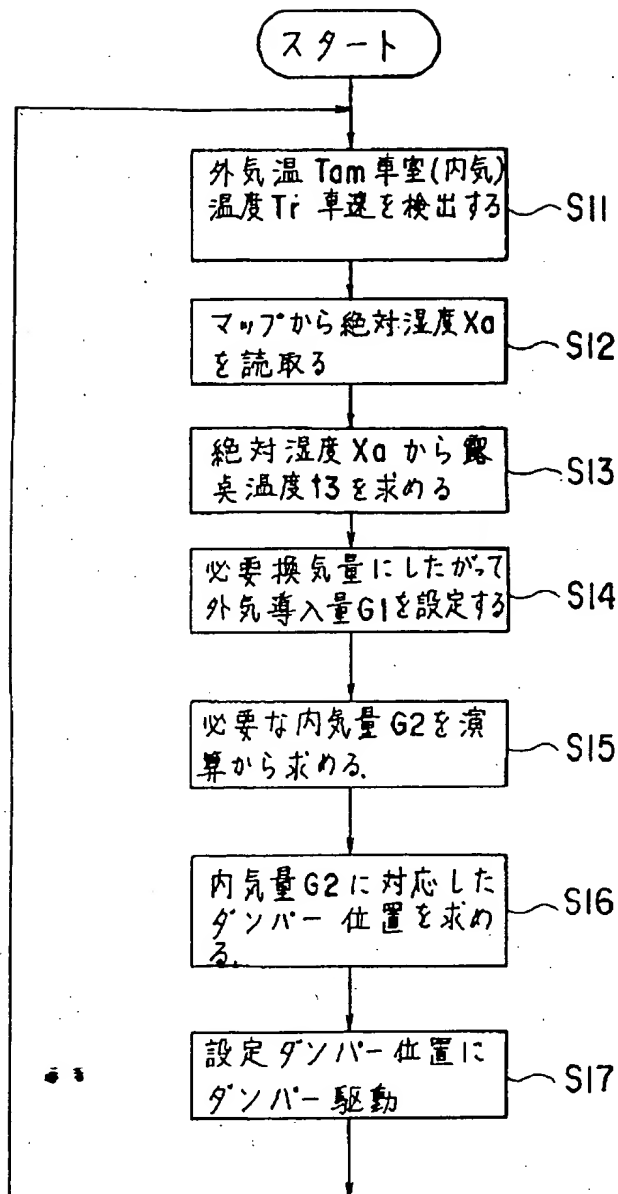
【图18】



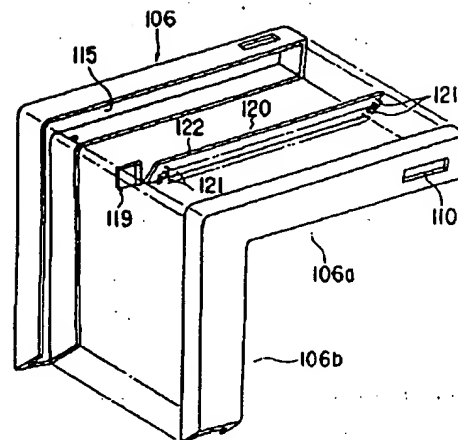
【图20】



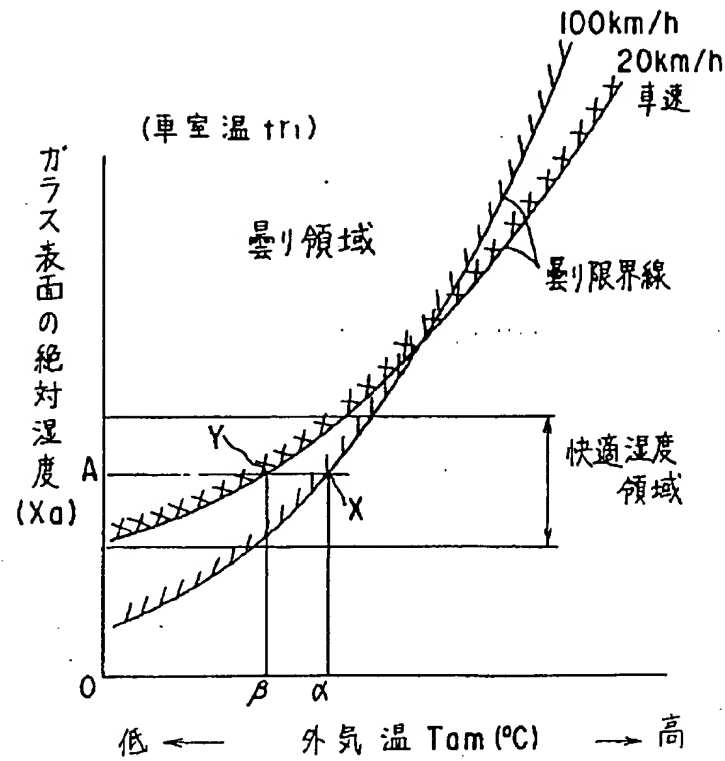
【図21】



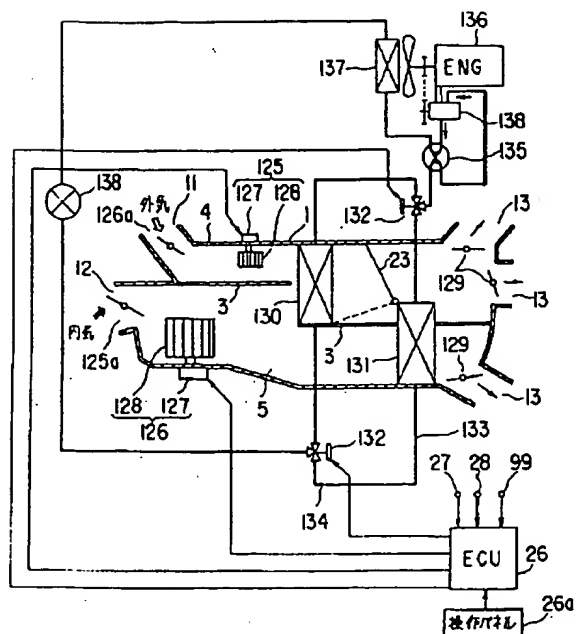
【図24】



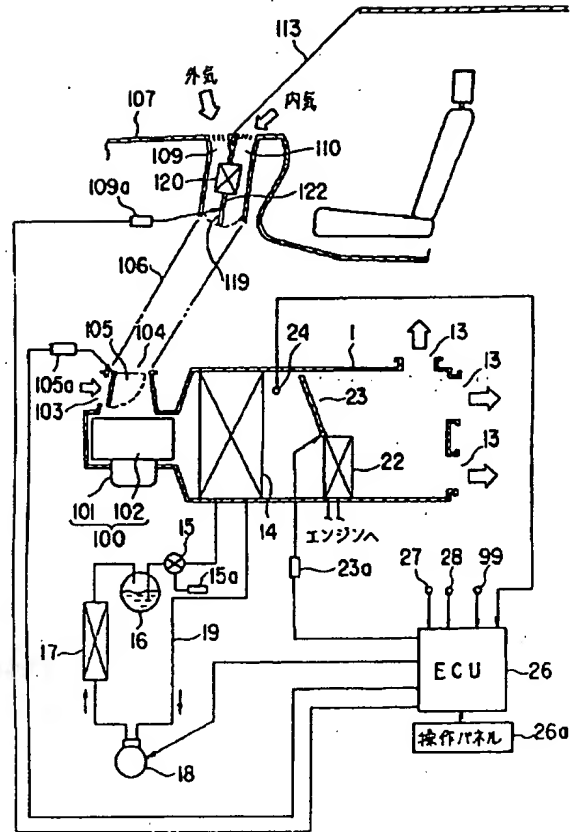
【図22】



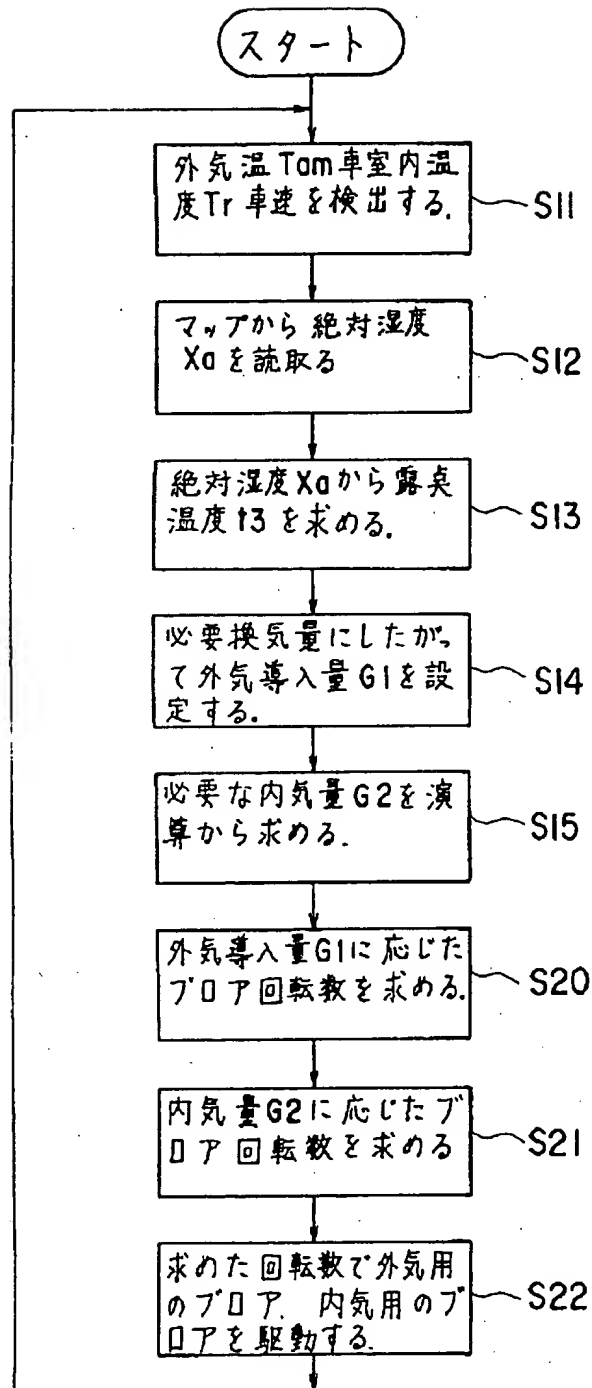
【図26】



【図23】



【図27】



フロントページの続き

(72)発明者 田中 尚  
愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 日本電  
装株式会社内

(72)発明者 城田 雄一  
愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 日本電  
装株式会社内



CLIPPEDIMAGE= JP406040249A

PAT-NO: JP406040249A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 06040249 A

TITLE: AUTOMOTIVE AIR CONDITIONER

PUBN-DATE: February 15, 1994

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

KOKUBO, AKIHISA

NISHIZAWA, KAZUTOSHI

OTA, HIDEO

TANAKA, TAKASHI

SHIROTA, YUICHI

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME

COUNTRY

NIPPONDENSO CO LTD

N/A

APPL-NO: JP04228652

APPL-DATE: August 27, 1992

INT-CL (IPC): B60H003/00; B60H001/32 ; F25B001/00 ; F28D015/02

US-CL-CURRENT: 62/277

ABSTRACT:

PURPOSE: To provide sufficient air-conditioning capacity without generating dew condensation to the inner surface of a window at the time of heating operation under the environment where a refrigerating cycle is difficult to operate.

CONSTITUTION: An air conditioner for an automobile is provided with a ventilation flue 4 for the flow of outside air, and a ventilation flue 5 for the flow of internal air, and the evaporator 14 of a refrigerating cycle is provided across both ventilation flues 4, 5. Mechanism 25 is provided to close the inside of the evaporator 14 in the state of dew condensation being apt to be generated to the window surface so as to make the evaporator 14 act as a heat pipe with the side, exposed into the ventilation flue 4, as a condensing part, and the side, exposed into the ventilation flue 5, as an evaporating part. The automobile interior is thereby air-conditioned while removing moisture content in the internal air by the movement of heat generated at the

heat pipe utilizing low- temperature outside air without  
operating the  
refrigerating cycle.

COPYRIGHT: (C)1994,JPO&Japio

\* NOTICES \*

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. \*\*\*\* shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

---

CLAIMS

---

[Claim(s)]

[Claim 1] The air conditioner for automobiles which possesses the heat-exchange means to which the heat exchange of the 1st ventilation flue where the open air circulates, the 2nd ventilation flue where inner mind circulates, the open air which circulates the 1st ventilation flue of the above, and the inner mind which circulates the 2nd ventilation flue of the above is carried out, and is characterized by the bird clapper.

[Claim 2] The air conditioner for automobiles characterized by providing the following. The 1st ventilation flue where the open air circulates. The 2nd ventilation flue where inner mind circulates. The evaporator which was arranged so that it might cross to the both sides of these [ 1st ] and the 2nd ventilation flue and which constitutes a refrigerating cycle. A means to make it act as a heat pipe heat exchanger which made the condensation section the side which exposes this evaporator in the air course of the above 1st, and made the evaporator the side exposed in the 2nd air course of the above.

[Claim 3] The air conditioner for automobiles characterized by what it has the following, the heat exchanger arranged in the aforementioned heat exchanger in the 1st ventilation flue of the above is made into the condensation section according to circulation of the aforementioned refrigerant, and is characterized by making the heat exchanger arranged in the 2nd ventilation flue act as a heat pipe heat exchanger made into the evaporator. The 1st ventilation flue where the open air circulates. The 2nd ventilation flue where inner mind circulates. It is the heat exchanger arranged as an evaporator with which at least one side constitutes a refrigerating cycle at these [ 1st ] and the 2nd ventilation flue, respectively. The refrigerant circulation means for circulating the refrigerant enclosed with these heat exchangers between these heat exchangers.

[Claim 4] The air conditioner for automobiles characterized by providing the following. The 1st ventilation flue where the open air circulates. The 2nd ventilation flue where inner mind circulates. The heat-exchange object which was established between these 1st ventilation flues and the 2nd ventilation flue and to which the heat exchange of the open air and the inner mind is carried out. A means to ask for the dew point temperature in this heat-exchange object, a means to calculate the amount of bashful introduction to the amount of open air introduction according to the aforementioned dew point temperature, and a means to make the 1st ventilation flue of the above, and the 2nd ventilation flue ventilate the open air and inner mind according to the amount of open air introduction and the amount of bashful introduction which were calculated the account of before.

---

[Translation done.]

**\* NOTICES \***

**Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.**

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. \*\*\*\* shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

---

**DETAILED DESCRIPTION**

---

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Industrial Application] This invention heats the shyness of the taken-in vehicle room, and the open air by exhaust heat of an engine, and relates to the air conditioner for automobiles which heats the vehicle interior of a room.

[0002]

[Description of the Prior Art] The air conditioner for automobiles prepares the evaporator which constitutes a refrigerating cycle, and the heater core which makes exhaust heat of an engine a heat source sequentially from an inlet port side, and is constituted by the ventilation flue which opens for free passage the inlet port which takes in the open air and the inner mind of a vehicle room, and the outlet which carries out opening to the vehicle interior of a room. And it is made to heat the vehicle interior of a room of an automobile by heating the open air and inner mind which were taken in from inlet port by the heat exchange of a heater core. [0003] Since such an air conditioner for automobiles depends for the heating heat source on exhaust heat of an engine, it has the fault from which sufficient heating capacity is not acquired in heating operation when exhaust heat of an engine runs short. The heating in the time of a low load to which especially the engine is carrying out idle operation, or a cold district is in the typical state.

[0004] However, since it became the vehicle room environment which dew condensation tends to arrive at the window sides (a windshield window, a side glass window, rear-glass window, etc.) of the vehicle interior of a room, namely, cloudiness tends to produce in a window side at the time of such heating operation, while the heating operation had continued, when an automobilism is performed and a lot of people get on, cloudiness will arise in a window inside.

[0005] When such, a refrigerating cycle is operated and it is possible to remove moisture contained the inside of bashful in an evaporation operation of an evaporator (dehumidification heating operation).

[0006] However, for the sake of the convenience which must carry out refrigerating cycle operation which set up the evaporating temperature of an evaporator low rather than the degree of vehicle room temperature from which this operation serves as low temperature, by being hard to operate a refrigerating cycle, and continuing this dehumidification heating, even if it carries out refrigerating cycle operation even if and moreover dehumidifies, the degree of blow-off temperature falls and it brings about un-arranging [ for which the temperature of the vehicle interior of a room is reduced conversely ].

[0007] Technology which solves such a problem is not seen. to the former The dew condensation sensor which detects dew condensation of a windowpane (window), and the humidity sensor which detects the humidity of the vehicle interior of a room are used as indicated by JP,1-27891,B. When dew condensation of a windowpane is detected by the dew condensation sensor, \*\*\*\*\* of the open air is made to increase so that this dew condensation may be removed, and when not detected, it is in the actual condition as which the technology which adjusted the \*\* ON rate of inside-and-outside mind according to the detection value of a humidity sensor is proposed.

[0008]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] That is, the technology of this official report does not remove the dew condensation produced in the windowpane, and does not prevent generating of the cloudiness under the environment which cannot perform dehumidification heating (it is because it is hard to carry out operation of a refrigerating cycle).

[0009] For this reason, the technology which does not come to avoid aggravation of the visibility in an automobile and can prevent cloudy generating under the above-mentioned environment is demanded.

[0010] There is no ventilation loss which increases unnecessarily a gas exchange (the amount of open-air introduction) at the time of air-conditioning operation under the environment which this invention was made paying attention to such a situation, and dew condensation tends to produce the place made into the purpose in a window inside, and a refrigerating cycle cannot operate easily, and it is for providing about the air conditioner for automobiles which can acquire sufficient heating capacity, without making a window side generate dew condensation.

[0011]

[Means for Solving the Problem] In order to attain the above-mentioned purpose, the air conditioner for automobiles according to claim 1 is to have prepared the 1st ventilation flue where the open air circulates, and the 2nd ventilation flue where inner mind circulates, and have established the heat-exchange means to which the heat exchange of the open air which circulates the 1st ventilation flue further, and the inner mind which circulates the 2nd ventilation flue is carried out.

[0012] The air conditioner for automobiles according to claim 2 prepares the 1st ventilation flue where the open air circulates,

and the 2nd ventilation flue where inner mind circulates. The evaporator which constitutes a refrigerating cycle so that it may cross to the both sides of these [ 1st ] and the 2nd ventilation flue is prepared. It is in having established a means to make it act as a heat pipe heat exchanger which furthermore made the condensation section the side which exposes this evaporator in the air course of the above 1st, and made the evaporator the side exposed in the 2nd air course of the above.

[0013] The air conditioner for automobiles according to claim 3 prepares the 1st ventilation flue where the open air circulates, and the 2nd ventilation flue where inner mind circulates. At least one side forms a heat exchanger in these [ 1st ] and the 2nd ventilation flue as an evaporator which constitutes a refrigerating cycle, respectively. And circulate the refrigerant enclosed with these heat exchangers between these heat exchangers, make into the condensation section the heat exchanger arranged in the 1st ventilation flue of the above, and the heat exchanger arranged in the 2nd ventilation flue is made into an evaporator. It is in having established a refrigerant circulation means to make the aforementioned heat exchanger act as a heat pipe heat exchanger.

[0014] The air conditioner for automobiles according to claim 4 prepares the 1st ventilation flue where the open air circulates, and the 2nd ventilation flue where inner mind circulates. The heat-exchange object to which the heat exchange of the open air and the inner mind is carried out is established between these 1st ventilation flues and the 2nd ventilation flue. Established a means to ask for the dew point temperature in the aforementioned heat-exchange object, and responded to this dew point temperature. It is in having established a means to calculate the amount of bashful introduction to the amount of open air introduction, and having established a means to make the 1st ventilation flue and the 2nd ventilation flue ventilate the open air and inner mind, according to this calculated amount of open air introduction, and the amount of bashful introduction.

[0015]

[Function] According to the air conditioner for automobiles according to claim 1, the low-temperature open air and a low-temperature inner mind that it becomes and temperature is high carry out a heat exchange through a heat-exchange means at the time of heating operation of the vehicle interior of a room.

[0016] A part for the moisture contained bashfully is removed by the heat exchange with this open air using the low-temperature open air (dehumidification).

[0017] By this, a gas exchange (the amount of open air introduction) is not increased, but operation of the refrigerating cycle constituting the cause of a fall of the degree of vehicle room temperature is made unnecessary, and the environment which dew condensation tends to generate in a window inside is corrected.

[0018] That is, sufficient air-conditioning (heating) capacity can be acquired, without making a window inside generate dew condensation.

[0019] The air conditioner for automobiles according to claim 2 makes an evaporator act as a heat pipe heat exchanger, when it is the environment condition which dew condensation tends to generate in a window inside at the time of heating operation of the vehicle interior of a room.

[0020] Then, one portion of an evaporator is exposed to the 1st ventilation flue along which the low temperature open air passes. Since it has exposed to the 2nd ventilation flue along which inner mind that temperature is high considerably from it passes, other portions the whole evaporator It becomes the heat-transfer object used as the condensation section which is exposed to the 1st ventilation flue and in which a portion is equivalent to a radiator on the other hand, and the evaporator by which the another side portion exposed to the 2nd ventilation flue is equivalent to the endothermic section which a move operation of the same heat as a kind of heat pipe commits.

[0021] That is, the refrigerant inside an evaporator changes a phase as follows.

[0022] That is, in the one side portion of an evaporator, a refrigerant causes condensation by the heat exchange with the open air. If this condensed refrigerant results in the another side portion of an evaporator, shortly, by the heat exchange of being bashful, this liquid cooling intermediation will evaporate and will take bashful shell heat. And this refrigerant that evaporated is repeatedly made for an operation of an evaporator of the thermosyphon that go up into a portion on the other hand, and the again above condensation is performed.

[0023] A part for the moisture contained bashfully is removed by movement of such heat using the low-temperature open air (dehumidification).

[0024] By this, a gas exchange (the amount of open air introduction) is not increased, but operation of the refrigerating cycle constituting the cause of a fall of the degree of vehicle room temperature is made unnecessary, and the environment which dew condensation tends to generate in a window inside is corrected.

[0025] That is, sufficient air-conditioning (heating) capacity can be acquired, without making a window inside generate dew condensation.

[0026] It was not made for the air conditioner for automobiles according to claim 3 not to constitute a heat pipe from movement of the refrigerant indicated to the claim 2, but it constitutes a heat pipe by moving a refrigerant compulsorily.

[0027] That is, when it is the environment condition which dew condensation tends to generate in a window inside at the time of heating operation of the vehicle interior of a room, the refrigerant enclosed by the refrigerant circulation means between the heat exchanger arranged in the 1st ventilation flue and the heat exchanger arranged in the 2nd ventilation flue is circulated.

[0028] By this circulation, the heat exchanger acts as a heat pipe heat exchanger.

[0029] Thereby, sufficient air-conditioning (heating) capacity is acquired, without making a window inside generate dew condensation.

[0030] And since it is a compulsive formula, however the 1st ventilation flue and the 2nd ventilation flue may be arranged that is, it is not concerned with the physical relationship of the 1st ventilation flue and the 2nd ventilation flue, but bashful

dehumidification can be performed using the open air.

[0031] At the time of heating operation of the vehicle interior of a room, that it dehumidifies the optimal in a heat-exchange object, the air conditioner for automobiles according to claim 4 asks for the dew point temperature in a heat-exchange object, and calculates the amount of bashful introduction to the amount of open air introduction according to this dew point temperature. And the 1st ventilation flue and a ventilation flue are made 2nd to ventilate the open air and inner mind according to this amount of open air introduction and amount of bashful introduction that were calculated.

[0032] Thereby, a part for the moisture contained bashfully is effectively removed by the heat exchange with the open air using the low-temperature open air (dehumidification).

[0033]

[Example] Hereafter, a claim 1 and invention according to claim 2 are explained based on the 1st example shown in drawing 1 and drawing 2. It is the ventilation flue which drawing 1 showed the outline composition of the whole air conditioner for automobiles which applied this invention, and 1 made left-hand side the intake side, and made right-hand side the blow-off side. The this ventilation flue's 1 intake side is divided into two forks to the vertical direction. Moreover, the bridge wall 3 prolonged toward a blow-off side from a part for the said division protrudes on boundary partial 2a divided into these two forks, and the whole ventilation flue's 1 intake side is divided into two steps of upper and lower sides. This is dividing the ventilation flue 1 into the air course 4 (equivalent to the 1st ventilation flue) to which the open air arranged to the up side circulates, and the air course 5 (equivalent to the 2nd ventilation flue) to which the inner mind arranged to the down side circulates.

[0034] Blois 8a and 8b (thing by which all come to link a fan 9 with the output shaft of a fan motor 10 directly) is established in each top portion 6 for two crotches, and the bottom portion 7. And an upper Blois 8a's intake side is minded [ which was established in the top portion 6 / 11 ], and is open for free passage in the open air (vehicle outdoor). Moreover, the lower Blois 8b's intake side is open for free passage to the vehicle interior of a room (not shown) of an automobile through the inlet port 12 established in the bottom portion 7, and enables it to blow off to a vehicle room through the various outlets 13, such as a defroster which prepared the open air and inner mind in the edge by the side of blow off of a ventilation flue 1, a face, and a foot, according to the operation of each Blois 8a and 8b.

[0035] As it is completely divided with this bridge wall 3 into each air courses 4 and 5 divided with the bridge wall 3 between fins, the evaporator 14 (interior-of-a-room side heat exchanger) is continuously formed in them along the ventilation direction and the right-angled direction of air courses 4 and 5. In detail, an evaporator 14 leaves a part of this air course 5 bottom to an air course 5, and as it plugs up opening, it is prepared so that the whole opening of this air course 4 may be plugged up to an air course 4. And the open portion of the air course 5 bottom is made into the bypass way 20. The expansion valve 15 in which extracts to an evaporator 14 according to the temperature by the side of intake of the below-mentioned compressor 18 sensed by pressure-bulb 15a, and opening carries out adjustable, the receiver tank 16, the condenser 17, and the compressor 18 driven with the engine for a run of an automobile (not shown) are connected in order through the refrigerant pipe 19, and it enables it to operate a refrigerating cycle according to operation of a compressor 18.

[0036] In addition, the bashful air-capacity regulation damper 21 is formed in the bypass way 20, and it can be made to carry out adjustable [ of the bashful amount which passes along an evaporator 14 by the opening of this damper 21 ].

[0037] The heater core 22 connected with the cooling water system of the above-mentioned engine for a run is arranged by the ventilation flue portion between an evaporator 14 and an outlet 13. It is made to heat the open air and inner mind which circulate a ventilation flue 1 by making exhaust heat of the engine for a run into a heat source by the heat exchange with this heater core 22.

[0038] In addition, the air MIKKU damper 23 is formed in the entrance section of the heater core 22, cold blast, warm air, and a mixing ratio are changed by the opening of this damper 23, and it is made to make an optimal temperature. However, 24 is EASA-MOSENSA for detecting the degree of blow-off temperature from an evaporator 14.

[0039] moreover -- the entrance side and outlet side of an evaporator 14 -- for example, electromagnetism -- the opening-and-closing valve 25 (equivalent to a sealing-ized means) which consists of two way valves is formed, respectively And it can be [ \*\*\*\* ] made to carry out by closing these opening-and-closing valves 25 and 25-izing of the interior of an evaporator 14.

[0040] On the other hand, 26 is ECU (electronic control unit) which consisted of a microcomputer and its peripheral device. Control-panel 26a is connected to ECU26, and it enables it to have inputted operation into it for "air conditioning", "heating", "dehumidification heating", "bashful introduction", "open air introduction", "setting temperature", etc. from the various operation switches (not shown) prepared in this control-panel 26a.

[0041] moreover, the window (a windshield window --) of the room temperature sensor 27 which detects the temperature of the vehicle interior of a room of above-mentioned EASA-MOSENSA 24 and an automobile in ECU26, the outside-air-temperature sensor 28 which detects the temperature of the open air, and an automobile the sun sensor 29 which detects the intensity of radiation which carries out incidence to the vehicle interior of a room through a side glass window, a rear-glass window, etc., and the window inside (a front window --) of an automobile The window \*\* sensor 31 which detects the temperature of a side window, a rear window, etc., and the humidity sensor 32 which detects the humidity of the vehicle interior of a room of an automobile are connected, and it enables it to input various kinds of information required for air-conditioning control into ECU26. Moreover, the electromagnetic clutch (not shown) and the opening-and-closing valves 25 and 25 which were prepared between the engine for a run for turning on and off the fan motor 10 of Blois 8a and 8b, the drive motors 21a and 23a which drive the various dampers 21 and 23, and a compressor 18, and the compressor 18 are connected to ECU26, and it is made to have

operated various devices to predetermined according to the instructions from ECU26.

[0042] That is, the following functions are set to ECU26.

[0043] For example, the function which controls the operation of a compressor 18 according to the difference of the degree of vehicle room temperature, and setting temperature.

[0044] For example, the function to ask for the degree of blow-off temperature required to maintain the degree of vehicle room temperature to setting temperature according to the detection value acquired from various sensors.

[0045] The function which controls the opening of the air mix damper 23 according to the degree of blow-off temperature for which it asked according to this operation.

[0046] For example, the function to ask for the dew point temperature of the window inside of an automobile from the absolute humidity detected from the humidity sensor 32.

[0047] The function to judge whether it is the tolerance of the gas exchange amendment set up at the temperature of the window inside this dew point temperature was detected from the window \*\* sensor 31.

[0048] According to this judgment result, it is the function which carries out adjustable [ of the air capacity of Blois 8a and 8b ] when it is in tolerance, and controls the rate of inside-and-outside mind according to the difference of a dew point temperature and the temperature of a window inside.

[0049] the function to make "close" the opening-and-closing valves 25 and 25, and to make the whole evaporator 14 sealing-ize when the above-mentioned tolerance is exceeded

[0050] The function to calculate the bashful amount which passes along the evaporator 14 to in-the-car temperature and the outside-air-temperature sensor 28 from the above-mentioned gas exchange according to the map beforehand set, for example as RAM.

[0051] The function which controls the opening of the bashful air-capacity regulation damper 21 to become the amount of said bashful introduction.

[0052] It enables it to heat, not increasing a gas exchange (the amount of open air introduction), and dehumidifying it under the environment which cloudiness (dew condensation) tends to produce in the window inside of an automobile, and a refrigerating cycle cannot operate easily due to such a function.

[0053] The flow chart for explaining control of this heating operation to drawing 2 is shown.

[0054] If control of heating operation is explained according to this flow chart, after operating an ignition switch and starting the engine for a run, the switch which starts "heating" from control-panel 26a is operated.

[0055] Then, first, ECU26 reads the environment condition of the present automobile from various sensors, as shown in Step S1. That is, the degree of detecting-signal empty-vehicle room temperature outputted from the room temperature sensor 27 is read, an OAT is read in the detecting signal outputted from the outside-air-temperature sensor 28, intensity of radiation is read in the detecting signal outputted from a sun sensor, the temperature of a window inside is read in the detecting signal outputted from the window \*\* sensor 31, and the humidity of the humidity-sensor 32 empty-vehicle interior of a room is read.

[0056] Setting temperature Tset which is set to ECU26 as shown below in the \*\* type which sets up the degree Tao of target blow-off temperature, and was inputted into it from control-panel 26a here It follows and asks for the degree Tao of target blow-off temperature.

[0057]  $Tao = Kset$  and  $Tset - (Kr \text{ and } Tr) - (Kam - Tam) - (Ks \text{ and } St) - C$  however Kset, Kr, Kam, Ks, and C are a constant and Tr. The degree of vehicle room air temperature and Tam are an OAT and St. Intensity of radiation.

[0058] Subsequently, in Step S2, the opening of the air mix damper 23 is defined from the degree Tao of target blow-off temperature according to the map set up beforehand. Specifically, since it is heating operation at the time of the idling with little engine exhaust heat, the maximum opening is set up, for example. And drive-motor 23a is driven so that it may become this set-up opening.

[0059] It is the absolute humidity Xr to which it next progressed to Step S3, and ECU26 was outputted from the humidity sensor 32. It asks for the dew point temperature Td of a shell and a window inside.

[0060] Subsequently, in Step S4, this dew point temperature Td for which it asked judges whether it is large to the temperature Tgi of the present window inside read by the window \*\* sensor 31.

[0061] If it is " $Tgi > Td + \alpha$ " at this time, ECU26 will judge with the vehicle room of an automobile being in the state which cloudiness (dew condensation) cannot produce easily in the inside of a window, or the state which is not produced, will progress to Step S6, and will set up an inside-and-outside mind rate according to the difference of a dew point temperature Td and the temperature Tgi of a window inside. And ECU26 operates Blois 8a by the side of the open air, and Blois 8b by the side of bashful so that it may become this inside-and-outside mind rate.

[0062] The vehicle interior of a room of an automobile is heated making [ processing to such a step S6 is repeatedly performed until the temperature of a window inside becomes / a dew point temperature Td / higher than " $Tgi - \alpha$ ", and / many ] a bashful quantity of a rate. That is, as the term of a "Prior art" described, blow-off air is inner-evaporated, and engine exhaust heat of the heater core 2 is made to act effective in heating.

[0063] And if this tolerance is exceeded, it will be easy to produce cloudiness in the window side of the vehicle interior of a room, and ECU26 will judge with it being the environment where it is hard to carry out dehumidification by the refrigerating cycle (the degree of low vehicle room air temperature), and will progress to Step S7 and Step S8.

[0064] Then, ECU26 makes "close" the opening-and-closing valve 25 in the in-and-out section side of an evaporator 14, and sets the opening position of the bashful air-capacity regulation damper 21 as the position which closes the bypass way 20.

[0065] Thereby, the interior of an evaporator 14 is sealed and the refrigerant enclosed in this evaporator 14 is sealed inside as it is.

[0066] Since the evaporator 14 bottom was exposed to the air course 4 along which the low-temperature open air passes at this time and the bottom is exposed to the air course 5 along which inner mind that temperature is high considerably from it passes, the whole evaporator 14 becomes the heat-transfer object (heat pipe heat exchanger) with which the top portion exposed to an air course 4 serves as the condensation section equivalent to a radiator, and the bottom portion exposed to an air course 5 serves as an evaporator equivalent to the endothermic section and which a move operation of the same-heat as a kind of heat pipe commits.

[0067] And bashful heat will be most set as an endothermic plain-gauze cone state by the closed position of the bashful air-capacity regulation damper 21 to the evaporator of this heat-transfer object (state where all inner mind passes an evaporator 14).

[0068] By this, the refrigerant sealed inside the evaporator 14 changes a phase as follows, and moves heat.

[0069] That is, in a part for the upper part of an evaporator 14 (condensation section), a refrigerant causes condensation by the heat exchange with the open air. If this condensed refrigerant results in a part for the lower part of an evaporator 14 (evaporator) with gravity, shortly, by the heat exchange of being bashful, this liquid cooling intermediation will evaporate and will take bashful shell heat. A part for the moisture contained bashfully is removed at this time. And this refrigerant that evaporated goes up to the evaporator up side, and the operation of a thermosyphon to which the again above condensation is performed is made repeatedly.

[0070] By movement of such heat, dehumidification heating of the vehicle interior of a room of an automobile will be carried out using the low-temperature open air.

[0071] By this, a gas exchange (the amount of open air introduction) is not increased, but operation of the refrigerating cycle constituting the cause of a fall of the degree of vehicle room temperature is made unnecessary, and the environment which dew condensation tends to generate in a window side is corrected.

[0072] That is, sufficient heating (air-conditioning) capacity can be acquired, without making a window inside generate dew condensation.

[0073] In addition, it describes that the opening-and-closing valve 25 in drawing 1 is what operates as a thermosyphon even if there is nothing.

[0074] Drawing 3 shows the 2nd example of this invention.

[0075] The air conditioner for automobiles shown in drawing 3 to the operation which explained the damper 35 to the bridge wall 3 of the ventilation entrance side of an evaporator 14 in the 1st example established and mentioned above at in addition, the time of heating operation At the time of dehumidification heating operation at the time of setting a damper 35 as the position straightly connected with a bridge wall 3, as shown in (a) of drawing 3, and making an evaporator 14 act as a thermosyphon As shown in (b) of drawing 3, it tends to be set as the position where inner mind concentrates on the soffit section of an evaporator 14, and ventilates a damper 35, and it is going to make a thermosyphon act efficiently from adjustable [ of the heat transfer area of an evaporator 14 ].

[0076] Drawing 4 shows the 3rd example of this invention.

[0077] The air conditioner for automobiles shown in drawing 4 forms a damper 40 between an evaporator 14 and the heater core 22, and makes the open air which passed the evaporator 14 discharge out of a vehicle. Drawing 5 shows the 4th example of this invention.

[0078] The air conditioner for automobiles shown in drawing 5 establishes inner mind for an inlet damper 45 between an evaporator 14 and the heater core 22, and takes in inner mind.

[0079] Drawing 6 shows the 5th example of this invention.

[0080] The air conditioner for automobiles shown in drawing 6 forms a damper 50 between an evaporator 14 and the heater core 22, and makes inner mind of having passed the evaporator 14 discharge out of a vehicle. In addition, although which example mentioned above adopted composition which divides an evaporator 14 with a bridge wall 3 completely, the same effect is done so even if it does not divide.

[0081] Drawing 7 shows the example of invention according to claim 3, and the 6th becoming example.

[0082] It was not made for the air conditioner for automobiles shown in drawing 7 not to constitute a heat pipe from movement of a refrigerant which used gravity like the above-mentioned example, but it moves a refrigerant compulsorily and constitutes a heat pipe.

[0083] That is, the ventilation flue 1 is completely divided into the air course 4 (open air side) and the air course 5 (bashful side). Moreover, each air courses 4 and 5 are arranged in a position different, respectively. The evaporator 14 is divided into partial 14a (heat-exchange object) used as the condensation section, and partial 14b (heat-exchange object) used as an evaporator. In addition, although a refrigerating cycle device is connected to this evaporator 14 and the same refrigerating cycle as the 1st example of the above is constituted, the refrigerating cycle device is not illustrated. Moreover, the opening-and-closing valve 25 is not illustrated, either.

[0084] Condensation partial 14a, Blois 8a, the heater core 22, and the mix damper 23 are arranged in the air course 4. Moreover, Blois 8b, evaporator part 14b, and the bashful air-capacity regulation damper 21 are arranged in the air course 5.

[0085] The both sides of condensation partial 14a and evaporator part 14b are connected through a circuit 36. The receiver tank 37 and the refrigerant circulating pump 38 are formed in this circuit 36 (refrigerant circulation means).

[0086] the function explained to ECU26 in the 1st above-mentioned example -- in addition, when it judges with it being the environment "are easy to produce cloudiness in a window side, and it is hard to carry out dehumidification by the refrigerating



cycle (the degree of low vehicle room air temperature)", the function which starts operation of the refrigerant circulating pump 38 is set up

[0087] However, since a sensor system is the same as the 1st example of the above, it has omitted from drawing 7.

[0088] At the time of heating operation which heats the open air and inner mind with the heater core 22, and heats the vehicle interior of a room by this, by ECU26 If judged with the environment condition of being easy to produce cloudiness in a window side, and being hard to carry out dehumidification by the refrigerating cycle, while making an evaporator 14 sealing by the opening-and-closing valve 25 The refrigerant circulating pump 38 is turned on and the refrigerant enclosed with the evaporator 14 is circulated between condensation partial 14a and evaporator part 14b.

[0089] By this circulation, it is generated between condensation partial 14a by which division arrangement of the operation of the same heat pipe as the time of the 1st example of the above is carried out at air courses 4 and 5, and evaporator part 14b.

[0090] Thereby, sufficient heating (air-conditioning) capacity can be acquired like the 1st example of the above, without making a window inside generate dew condensation. And since it is a compulsive formula, however the divided air courses 4 and 5 may be arranged that is, it cannot be concerned with the physical relationship of air courses 4 and 5, but can dehumidify using the open air.

[0091] In addition, even if it does not use an opening-and-closing valve, an evaporator 14 can be made to act as a heat pipe, although the composition which diverted the composition of the circumference of the opening-and-closing valve of the 1st example as it was adopted in this example.

[0092] Moreover, what is necessary is just to circulate not only this but a refrigerant, although the pump was adopted in this example.

[0093] Drawing 8 shows the 7th example of this invention.

[0094] The air conditioner for automobiles shown in drawing 8 in the modification of the 1st example of the above The ventilation flue 1 which opens for free passage the inlet port 11 and 12 which takes in the open air and inner mind, and the various outlets 13 is not divided. Make a ventilation flue 1 into an air course 4, and the ventilation flue 43 which opens for free passage the outlet 41 which carries out opening is separately installed in the bashful inlet port 40 which is open for free passage to the vehicle interior of a room, and the vehicle interior of a room side by side to this air course 4. This ventilation flue 43 is made into an air course 5, an evaporator 14 is arranged so that this may be crossed to both sides like the 1st example, and the air conditioner for automobiles enables it to dehumidify using the low-temperature open air at the time of open air mode (mode which introduces the open air).

[0095] However, the mode change differential-gear damper for the damper which changes the open air as 44 are bashful, Blois where 45 circulates inner mind to an air course 5, and 46 changing the mode to a defroster, and 47 show the mode change vent damper for changing the mode to a vent or a heater among drawing 8.

[0096] The usual air conditioning of the vehicle interior of a room performs this air conditioner for automobiles using a damper 44, a ventilation flue 43, the air mix damper 23, the heater core 22, and Blois 8a. And when using an evaporator 14 as a dehumidifier, each device is operated as shown in drawing 8 (when it is easy to produce cloudiness in the window side of the time of the low temperature of a winter season and is hard to carry out dehumidification by the refrigerating cycle).

[0097] That is, a damper 44 is changed to the side by which only the open air is taken in, the air mix damper 23 is changed to the side which passes only the heater core 22, and it is made for most to blow off in the direction of a foot with the mode change vent damper 47 in mode change differential-gear damper 46 row. Both, while operating each Blois 8a and 45, the opening-and-closing valves 25 and 25 are closed.

[0098] Thereby, when passing an evaporator 14, after the open air (low temperature air) taken in from inlet port 11 carries out a heat exchange to this evaporator 14, is heated and is heated with the heater core 22, it blows off to each outlet 13 empty-vehicle interior of a room. moreover, the temperature taken in from inlet port 40 is high -- being bashful (air of the vehicle interior of a room) -- when passing an evaporator 14, it is cooled by heat pipe operation of this evaporator 14, and it is dehumidified And this dehumidified inner mind blows off to the outlet 41 empty-vehicle interior of a room.

[0099] Even if it does in this way, the environment which dew condensation tends to generate in a window side is correctable.

[0100] Drawing 9 shows the 8th example of this invention.

[0101] The air conditioner for automobiles shown in drawing 9 is made to dehumidify with the 7th example conversely at the time of the bashful mode (mode which heats by bashful introduction) of the air conditioner for automobiles.

[0102] That is, a ventilation flue 1 is made into an air course 5, the ventilation flue 52 which opens for free passage the outlet 51 which carries out opening is installed in the inlet port 50 of the open air which carries out opening to vehicle outdoor separately to this air course 5, and vehicle outdoor side by side, this ventilation flue 52 is made into an air course 4, an evaporator 14 is arranged so that it may cross to both sides, and when the air conditioner for automobiles is the bashful mode, it is made to dehumidify using the low-temperature open air.

[0103] In addition, operation of dehumidification only differs [ that the position of a damper 44 is only arranged in the position which incorporates only inner mind, and ] from the 7th example, and since the rest is the same, explanation of an operation is omitted. Drawing 10 and drawing 11 show the 9th example of this invention.

[0104] The air conditioner for automobiles shown in drawing 10 and drawing 11 is what applied this invention to the type with the evaporator 60 for rear air-conditioning, and if it states further, it will be made to dehumidify besides forming an evaporator 14 in front air-conditioning of an automobile like the 1st example using a heat pipe operation which was described above using the evaporator 60 for this rear air-conditioning.

[0105] Specifically, the refrigerating cycle of the air conditioner for automobiles with such two evaporators 14 and 60 comes to connect evaporators 14 and 60 between a receiver tank 16 and a compressor's 18 intake side in parallel through refrigerant-pipe 19a, as shown in drawing 10.

[0106] Then, the opening-and-closing valves 25 and 25 are formed in the close outlet side of this evaporator 60, and it enables it to seal the interior of an evaporator 60 like the 1st example. And like the example mentioned above, this evaporator 60 is stored in air course structure, as shown in drawing 11, and an evaporator 60 is made to act as a heat pipe, and it is made to dehumidify, as the previous example described the blow-off assembly of a rear side without the heater core 22.

[0107] namely, rear one by which 1a was divided into the air course 4 of the for the air course 5 for bashful, and for the open air in the interior when explaining drawing 11 -- it is the ventilation flue of business The bashful inlet port 63 opened and closed with the damper 61 which changes introduction with the open air as the left-hand side of ventilation flue 1a is bashful, and the inlet port 62 of the open air are formed. The above-mentioned evaporator 60 is formed so that the posterior of this damper 61 may be crossed to the both sides of an air course 4 and an air course 5. Moreover, it is made to have led to the portions of each air course 4 of the posterior of this evaporator 60, and an air course 5 similarly at the outlet 66 which carries out opening to the vehicle outdoor which Blois 64 and 65 was formed and prepared shyness and the open air in the right-hand side of ventilation flue 1a, the outlet 67 which carries out opening to the vehicle interior of a room, and the outlet 68 which carries out opening to the vehicle interior of a room. In addition, 69 is a damper for [ of an outlet 66 and an outlet 67 ] changing.

[0108] What is necessary is just to operate each Blois 64 and 65, while according to the blow-off assembly of this rear side setting a damper 61 as the position (position shown with a dashed line among drawing 11) where only inner mind is taken in and operating a refrigerating cycle, when air-conditioning the vehicle interior of a room. That is, inner mind that he was ingratiated from inlet port 62 blows off to an outlet 67 and 68 empty-vehicle interior of a room through the damper 69 changed to the state of a dashed line, after being cooled by the heat exchange, when passing the evaporator 60 for rear air-conditioning.

[0109] Moreover, when dehumidifying using the open air using the evaporator 60 for rear air-conditioning, each device is operated as shown in drawing 11.

[0110] That is, a damper 61 is changed to the mid-position and the position which circulates air courses 4 and 5, without mutual being mixed by the open air by getting it blocked as it is bashful, and changes a damper 69 to the position where the incorporated open air blows off to vehicle outdoor as it is. Both, each Blois 64 and 65 is operated and the opening-and-closing valves 25 and 25 are closed.

[0111] Thereby, the open air (low temperature air) taken in from inlet port 62 blows off to outlet 66 empty-vehicle outdoor, after carrying out a heat exchange to this evaporator 60, when passing an evaporator 60. moreover, the temperature taken in from inlet port 63 is high -- being bashful (air of the vehicle interior of a room) -- when passing an evaporator 60, it is cooled by heat pipe operation of this evaporator 60, and it is dehumidified And this dehumidified inner mind blows off to the outlet 68 empty-vehicle interior of a room.

[0112] Even if it does in this way, the environment which dew condensation tends to generate in a window side is correctable.

[0113] Drawing 12 shows the 10th example of this invention.

[0114] The air conditioner for automobiles shown in drawing 12 is the modification of the 9th example.

[0115] this example forms air cleaners 70 (a filtration formula, electrostatic formula, etc.) in the air course 4 for bashful [ of the air conditioner for automobiles shown in the 9th example ], carries out clarification of the inner mind which blows off to the vehicle interior of a room, forms a dashboard 71 in the interior of an evaporator 60 further, and passes an evaporator 60 -- it is also made for the open air not to be mixed as it is bashful (in order to raise a dehumidification performance)

[0116] In addition, if it is in an air course 4, even if you may install in any position and it will prepare both sides, you may make it form an air cleaner 70 ranging over air courses 4 and 5 further.

[0117] Drawing 13 shows the 11th example of this invention.

[0118] The air conditioner for automobiles shown in drawing 13 is the modification of the 9th example.

[0119] this example divides into a bashful and open air side the intake section of the air conditioner for automobiles shown in the 9th example, makes the intake section by the side of bashful only for bashful, and makes the intake section by the side of the open air the structure of changing inside-and-outside mind with a damper 80.

[0120] In addition, among drawing 13, as for 81, the inlet port of the bashful side intake section and 82 are the same, and the bashful inlet port of the open air side intake section and 83 show open air inlet port.

[0121] Drawing 14 shows the 12th example of this invention.

[0122] The air conditioner for automobiles shown in drawing 14 is also the modification of the 9th example.

[0123] this example divides into a bashful and open air side the intake section of the air conditioner for automobiles shown in the 9th example, and establishes the structure which changes the open air to each intake section with dampers 80 and 88 as it is bashful.

[0124] In addition, the bashful inlet port of the bashful side intake section and 86 are the same, and 85 shows open air inlet port.

[0125] Drawing 15 and drawing 16 show the 13th example of this invention.

[0126] The air conditioner for automobiles shown in drawing 15 and drawing 16 is the modification of the 6th example.

[0127] Although the 6th example was prepared in the air course 4 and air course 5 which divided the evaporator 14 and were arranged in a different position, respectively Unlike it, this example forms an evaporator 14 in either the air course 4 arranged in a different position, or the air course 5. The evaporator 90 (heat exchanger) of the exclusive use for using it by the dehumidification (dehumidification using the open air) which used the heat pipe for another side is formed, and an operation of the same heat

transfer as the 6th example is formed.

[0128] That is, as shown in drawing 15 and drawing 16, the expansion valve 15, the receiver tank 16, the condenser 17, and the compressor 18 are connected to the evaporator 14 through the refrigerant pipe 19, and the refrigerating cycle circuit is constituted.

[0129] On the other hand, the evaporator 90 only for dehumidification is formed in parallel with an evaporator 14 through refrigerant-pipe 19b to this refrigerating cycle circuit. The refrigerant circulating pump 38 is formed in the closed circuit which consists of this evaporator 14 and evaporator 90. Moreover, the three-way-type selector valve 92 is formed in a connection with each refrigerant pipe 19 of an evaporator 14, respectively. It is carrying out for circulating the refrigerant from a compressor 18 to an evaporator 14 by the change of these three-way-types selector valves 92 and 92 at the time of air conditioning. Moreover, at the time of the dehumidification which similarly used the open air, a closed circuit is constituted between two evaporators 14 and evaporators 90, and it enables it to circulate through a refrigerant between an evaporator 14 and an evaporator 90 with the refrigerant circulating pump 38.

[0130] Thereby, at the time of air conditioning, the refrigerant breathed out from the compressor 18 constitutes the air conditioning cycle which circulates through an evaporator 17, a receiver tank 16, an expansion valve 15, and an evaporator 14, and air-conditions the vehicle interior of a room (an evaporator 90 and the refrigerant circulating pump 38 are not used).

[0131] Moreover, when dehumidifying using the open air, a closed circuit is constituted between an evaporator 14 and an evaporator 90, and the refrigerant circulating pump 38 is operated. Thereby, a refrigerant is compulsorily moved to an evaporator 90 from an evaporator 14, and an operation of a heat pipe which was explained also in the 6th previous example is realized. That is, the air of the vehicle interior of a room will be dehumidified by the evaporator 90.

[0132] However, in drawing 15 and drawing 16, about the same portion as the 6th previous example, the same sign was attached and the explanation was omitted.

[0133] In addition, it cannot be overemphasized that the structure of each example shown in each example shown in the above-mentioned structure (the 6th example, the 13th example) of the forced-circulation formula of invention of a claim 3 at mentioned drawing 4 or mentioned drawing 6, drawing 8, or drawing 14 may be applied.

[0134] Drawing 17 or drawing 22 shows the example of invention according to claim 4, and the 14th becoming example.

[0135] The 14th example controls the amount of bashful introduction to the amount of open air introduction, and prevents generating of dew condensation of a window inside so that it may ask for the dew point temperature of the portion to which the heat exchange of the open air and the inner mind is carried out and may become this dew point temperature.

[0136] Specifically, the following structures are adopted.

[0137] A ventilation flue 1 has one set of Blois 100 (thing which comes to link a fan 102 with a fan motor 101 directly) on left-hand side, and has various kinds of outlets 13 on right-hand side. The evaporator 14 and the heater core 22 with air mix damper 23 are formed in the interior of a ventilation flue 1 from the Blois 100 side. Moreover, the damper 105 which changes bashful introduction besides the inlet port 103 for bashful and the inlet port 104 for the open air and introduction of the open air is formed in the intake section of Blois 100. In addition, 105a shows the drive motor of a damper 105.

[0138] The duct 106 which introduces the open air is connected to inlet port 104. This duct 106 consists of L character-like ducts of a two-piece-housing formula, as specifically shown in drawing 18 or drawing 20, one side 106a meets horizontally, and is arranged, and it is made to be arranged along the vertical direction in side 106b of another side. And opening formed in this bottom edge is connected to the intake section of above-mentioned Blois 100 currently installed to the lower part side of the body 107 of an automobile.

[0139] The inlet port 109 for the open air is established in the left-hand side approach of an up wall, and the inlet port 110 for bashful is established in the top edge of a duct 106 at the right-hand side wall. Moreover, the top edge of a duct 106 has penetrated the dashboard 111 (what divides the outside of the vehicle interior of a room into the front side of the body 107) which constitutes the body 107, as shown in drawing 19, it is made to face it the open air from the pore 112 which established inlet port 109 in the body 107, and is making the vehicle interior of a room face inlet port 110. In addition, 113 shows a front window.

[0140] In side 106a of a duct 106, the heat-exchange plate 114 (equivalent to a heat-exchange object) is formed so that an outlet 109 and outlet 110 side may be divided. The 1st air course 115 is constituted to the space by the side of the inlet port 109 divided with the heat-exchange plate 114, and the 2nd air course 116 consists of this to the space by the side of inlet port 110. Moreover, the heat-exchange plate 114 consists of light-gage strips of high heat-conducting characteristic, and has been made to carry out the heat exchange of the open air from inlet port 109 which flows the 1st air course 114, and the inner mind from inlet port 110 of flowing the 2nd air course 116 through this heat-exchange plate 114. In addition, the gutter-shaped dew condensation receptacle 117 with which inclination was attached to the whole lower part of the heat-exchange plate 114 is formed, further, the wall of the duct 106 bottom is penetrated in the bottom of the dew condensation receptacle 117, the drain discharge pipe 118 is connected to it, and it enables it to have discharged outside the dew condensation produced on the front face of the heat-exchange plate 114 by the heat exchange.

[0141] Furthermore, it is located in the edge of the heat-exchange plate 114, the damper 119 for changing the distribution of air capacity (decided in Blois 100) which flows the 1st air course 115 and 2nd air course 116 is formed in side 106a, and it enables it to have changed the amount of bashful introduction, and the amount of open air introduction from the variation rate of a damper 119. In addition, 119a shows the drive motor which drives a damper 119.

[0142] The cloudy limit line is memorized by ECU26. The cloudy limit line specifically blooms cloudy with a curve from which inclination differs the whole vehicle speed as shown in drawing 22, for example, as it is shown by "20 km/h" and "100 km/h" in

the humidity value A of the midpoint of a comfortable humidity field, and the limit line is expressed. The cloudy limit line of such a humidity value A is memorized. However, Tr is bashful (vehicle room) temperature.

[0143] The function to ask for the dew point temperature t3 (equivalent to the temperature according being bashful to heat insulation mixture of the open air) of the heat-exchange plate 114 is set to ECU26 from the absolute humidity Xa which bloomed cloudy according to outside air temperature Tam, the vehicle speed, and the vehicle room temperature (tr), and was read in the limit line.

[0144] The amount G1 (for example, the value in the whole vehicle interior of a room what m3 / h) of open air introduction defined from the required gas exchange is set to ECU26.

[0145] the amount G1 of open air introduction which furthermore serves as the dew point temperature t3 for which ECU26 is asked, the vehicle room (bashful) temperature Tr detected from the room temperature sensor 27, the outside air temperature Tam detected from the outside-air-temperature sensor 28, and the predetermined set point from -- the amount G2 of bashful introduction The operation expression for which it asks is set up.

[0146] In addition, in ECU26, it is this dew point temperature t3. The amount G2 of bashful introduction which followed The amount G1 of open air introduction A setup for asking for the damper position of the damper 119 corresponding to the distribution ratio is made, and it is the amount G1 of open air introduction. The receiving amount G2 of bashful introduction It enables it to have controlled.

[0147] The flow chart of explanation of the control which carries out heating operation is shown carrying out dehumidification when control of this dehumidification heating operation, i.e., the dehumidification by the refrigerating cycle, is not expectable to drawing 21.

[0148] That is, first, if the switch which starts "dehumidification heating" from control-panel 26a is operated, ECU26 will read the environment condition of the present automobile from various sensors, as shown in Step S11. That is, the detecting-signal empty-vehicle-room (bashful) temperature outputted from the room temperature sensor 27 is read, and an OAT is read in the detecting signal outputted from the outside-air-temperature sensor 28.

[0149] Subsequently, as Step S12 is shown in a map, for example, drawing 22, it is a certain vehicle room temperature tr1. Absolute humidity Xa corresponding to the outside air temperature which can be set, and the outside air temperature Tam from the cloudy limit line which has the inclination according to the vehicle speed using the relation of absolute humidity It reads. In addition, it is shown that dew condensation produces the cloudy limit line in a left-hand side field bordering on this line. For example, while the automobile is running by "vehicle speed 100 km/h" by outside air temperature alpha, and while the automobile is running by "vehicle speed 20 km/h" by outside air temperature beta, the middle absolute-humidity value A of a comfortable humidity field is read from Intersections X and Y by each.

[0150] Setting to Step S13, ECU26 is a dew point temperature t3 from the absolute-humidity value A. It asks.

[0151] It sets to continuing Step S14, and is the amount G1 of open air introduction. It sets up. Specifically, it is the amount G1 of open air introduction about the required gas exchange decided by the size of the body 107 etc. It sets up by carrying out. Of course, the required gas exchange of the total crew of an automobile is calculated from the required gas exchange per crew, and it is the amount G1 of open air introduction. You may carry out.

[0152] The amount G2 of bashful introduction required to make it a dew point temperature t3 from change of the state of heat insulation mixture of the moist air in Step S15 It presumes (it is because the degree of vehicle room temperature begins below by the dew point temperature on the heat-exchange plate 114 and dehumidification is performed).

[0153] It is made by giving various kinds of values to the following \*\* type by this presumption.

[0154]  $G2 = G1 (Tam - t3) / (t3 - Tr) (m3 / h)$

However, t3 It is the temperature by heat insulation mixture of shyness and the open air, and is equivalent to a dew point temperature.

[0155] Specifically, Outside air temperature Tam is "0 degree C" and the amount G1 of open air introduction. "50m3 / h", and the degree Tr of vehicle room temperature are "25 degree C", and dew point temperature t3 If "12.5 degrees C (absolute humidity Xa is abbreviation 0.0009)" The amount G2 of bashful introduction It calculates with "50m3 / h". outside air temperature Tam "0 degree C", the amount G1 of open air introduction "50m3 / h", and the degree Tr of vehicle room temperature -- "23 degrees C" and dew point temperature t3 if "12.5 degrees C (absolute humidity Xa is abbreviation 0.0009)" -- the amount G2 of bashful introduction It calculates with "60m3 / h."

[0156] Subsequently, ECU26 is the calculated amount G2 of bashful introduction the account of a top at Step S16. Drive-motor 119a is driven so that it may ask for the position of a damper 119 and may become this damper position from the becoming air-capacity distribution ratio (inside-and-outside mind ratio) at continuing Step S17.

[0157] Thereby, a part for the moisture contained bashfully is removed by the open air which flows the 1st air course 115 and the heat exchange which flows the 2nd air course 116 of being bashful performed through the heat-exchange plate 114 using the low-temperature open air (dehumidification). Specifically, dew condensation arises on the front face of the heat-exchange plate 114, and bashful moisture is removed.

[0158] Thus, even if it controls the amount of bashful introduction, it uses the heat-exchange plate 114 and it dehumidifies inner mind positively using the open air so that it may become a predetermined dew point temperature, the same effect as a previous example is done so.

[0159] Moreover, if absolute humidity Xa is a value in a comfortable humidity field, since comfortable humidity can be maintained, it not only prevents generating of dew condensation, but there is an advantage which can maintain the fresh feeling

[0177]

[Effect of the Invention] Sufficient air-conditioning (heating) capacity can be acquired without making a window inside generate dew condensation without increasing a gas exchange unnecessarily at the time of air-conditioning operation under the environment where according to a claim 1 or invention according to claim 4 it is easy to produce dew condensation in a window side, and a refrigerating cycle cannot operate easily as explained above.

[0178] And in addition to this, since it is a compulsive formula according to invention according to claim 3, it is not concerned with the physical relationship of the 1st divided ventilation flue and the 2nd ventilation flue, but the effect that dehumidification of the vehicle interior of a room can be performed using the open air is done so.

---

[Translation done.]

(54) AIR-CONDITIONING DEVICE FOR CAR

(11) 6-270645 (A) (43) 27.9.1994 (19) JP

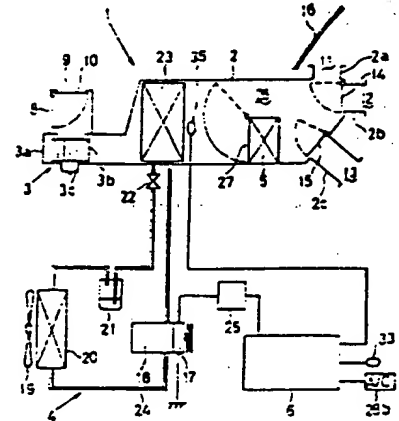
(21) Appl. No. 5-60229 (22) 19.3.1993

(71) NIPPONDENSO CO LTD (72) YASUSHI YAMANAKA(2)

(51) Int. Cl.<sup>5</sup> B60H1/00

**PURPOSE:** To prevent effectively the mist on a window glass inner surface while the air-conditioning device is in the inner air mode.

**CONSTITUTION:** The relationship between the outside air temp. and the on/off temp. of a refrigerant compressor 18 is stored in a microcomputer installed in an air-conditioner control device 6. This relationship is such that the set value of the on/off temp. of the refrigerant compressor 18 sinks continuously with a drop of the outside air temp. while it is between 0°C and 5°C. The on/off temp. spacing of the refrigerant compressor 18 is set to 1°C when the outside air temp. is over 5°C, and the spacing is set to 0.5°C when below 0°C, and between these values (0°C to 5°C), the setting is such that the spacing lessens continuously with a drop of outside air temp.



air-conditioning device for car  
 control device  
 microcomputer  
 refrigerant compressor

(51) Int.Cl.<sup>5</sup>

B 6 0 H 1/00

識別記号

1 0 1 C

庁内整理番号

F I

技術表示箇所

審査請求 未請求 請求項の数 1 O L (全 6 頁)

(21) 出願番号 特願平5-60229

(22) 出願日 平成5年(1993)3月19日

(71) 出願人 000004260

日本電装株式会社

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地

(72) 発明者 山中 康司

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 日本電装株式会社内

(72) 発明者 藤原 健一

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 日本電装株式会社内

(72) 発明者 梯 伸治

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 日本電装株式会社内

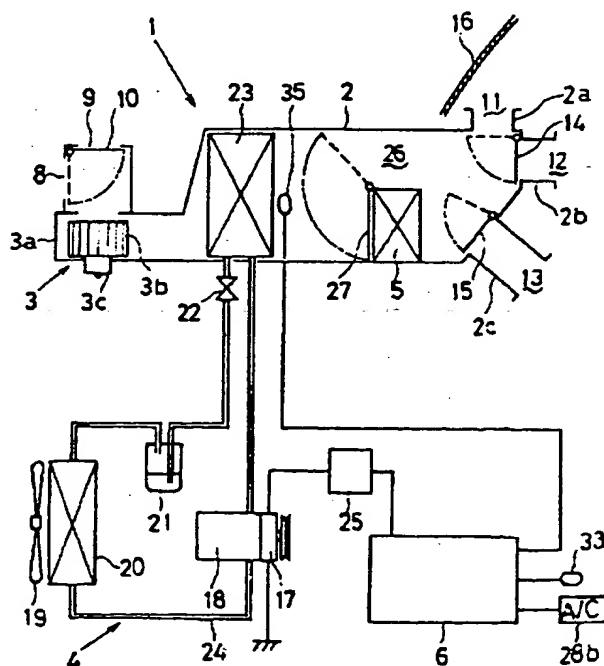
(74) 代理人 弁理士 石黒 健二

(54) 【発明の名称】 車両用空気調和装置

(57) 【要約】

【目的】 内気モード時における窓ガラス内面の曇りを効果的に防止すること。

【構成】 エアコン制御装置6に内蔵されたマイクロコンピュータには、外気温と冷媒圧縮機18のオンオフ温度との関係が記憶されている。この外気温とオンオフ温度の関係は、外気温が0℃から5℃の間では、外気温の低下に伴って冷媒圧縮機18のオンオフ温度の設定値が連続的に低下する。また、外気温5℃以上では、冷媒圧縮機18のオンオフ温度の間隔を1℃に設定してあるが、外気温0℃以下では、冷媒圧縮機18のオンオフ温度の間隔を0.5℃に設定してあり、その間(外気温が0℃から5℃の間)は、外気温の低下に伴って冷媒圧縮機18のオンオフ温度の間隔が連続的に小さくなるように設定されている。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 a) 低温低压の冷媒と空気との熱交換を行う冷媒蒸発器、駆動源の回転力を受けて前記冷媒蒸発器で蒸発した冷媒を圧縮して吐出する冷媒圧縮機を有する冷凍サイクルと、

b) 前記冷媒蒸発器の吹出空気温度あるいはその吹出空気温度に相当する物理量を検出する物理量検出手段と、

c) 外気温を検出する外気温検出手段と、

d) 前記駆動源と前記冷媒圧縮機との間に設けられて、オンオフ信号に基づいて前記駆動源の回転力を前記冷媒圧縮機へ断続的に伝達する電磁クラッチと、

e) 前記オンオフ信号のヒステリシスを前記外気温検出手段によって検出された外気温が低下する程小さくなるように設定するヒステリシス設定手段と、

f) 前記物理量検出手段によって検出された前記吹出空気温度あるいはその吹出空気温度に相当する物理量に応じて、前記ヒステリシス設定手段で設定されたヒステリシスを有する前記オンオフ信号を出力するオンオフ信号出力手段とを備えた車両用空調装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は、車両用空調装置に関する。

## 【0002】

【従来の技術】 従来より、車両の窓ガラス内面が曇る場合は、一般に低湿度の外気を導入することで窓ガラスの曇りを晴らすことができる。また、梅雨時のように比較的外気温が高く湿度が高い場合には、エアコンを作動（冷媒圧縮機をオンする）させて、車室内を除湿することにより窓ガラスの曇りを晴らすことができる。

## 【0003】

【発明が解決しようとする課題】 ところが、冬期にスパイクタイヤを装着する車両の多い寒冷地等では、舗装道路のコンクリートがスパイクタイヤで削り取られて空中に舞い上がる粉塵公害が起きることから、車室内への埃の浸入を防止するために内気循環とせざるを得ない場合がある。従って、このような内気循環で窓ガラスが曇った場合にはエアコンを作動させることになるが、通常、冷媒圧縮機がオンオフ制御されるため、外気温の低い時では冷媒圧縮機のオフ時間が長くなることから、冷媒圧縮機のオン時に窓ガラスの曇りが取り除かれても、冷媒圧縮機のオフ時には再び窓ガラスが曇ってしまうという課題を有していた。本発明は、上記事情に基づいて成されたもので、その目的は、内気モード時における窓ガラス内面の曇りを効果的に防止することのできる車両用空調装置の提供にある。

## 【0004】

【課題を解決するための手段】 本発明は上記目的を達成するために、低温低压の冷媒と空気との熱交換を行う冷媒蒸発器、駆動源の回転力を受けて前記冷媒蒸発器で蒸

発した冷媒を圧縮して吐出する冷媒圧縮機を有する冷凍サイクルと、前記冷媒蒸発器の吹出空気温度あるいはその吹出空気温度に相当する物理量を検出する物理量検出手段と、外気温を検出する外気温検出手段と、前記駆動源と前記冷媒圧縮機との間に設けられて、オンオフ信号に基づいて前記駆動源の回転力を前記冷媒圧縮機へ断続的に伝達する電磁クラッチと、前記オンオフ信号のヒステリシスを前記外気温検出手段によって検出された外気温が低下する程小さくなるように設定するヒステリシス設定手段と、前記物理量検出手段によって検出された前記吹出空気温度あるいはその吹出空気温度に相当する物理量に応じて、前記ヒステリシス設定手段で設定されたヒステリシスを有する前記オンオフ信号を出力するオンオフ信号出力手段とを備えた技術的手段を採用する。

## 【0005】

【作用および発明の効果】 上記構成より成る本発明の車両用空調装置は、オンオフ信号出力手段より出力されるオンオフ信号に基づいて電磁クラッチのオンオフ制御が行われる。オンオフ信号のヒステリシスは、ヒステリシス設定手段によって外気温が低下する程小さくなるように設定されている。従って、外気温が低下するほど電磁クラッチのオンオフ周期が短くなるため、一回毎のオフ時間も短くなる。その結果、外気温が高い時に比べて冷媒圧縮機の停止時間が短くなることから、内気循環において冷媒圧縮機の停止時間中に生じる窓ガラスの曇りを防止することができる。

## 【0006】

【実施例】 次に、本発明の車両用空調装置の一実施例を図1ないし図4を基に説明する。図1は車両用空調装置の全体模式図である。本実施例の車両用空調装置1は、車室内に送風空気を導くダクト2、このダクト2の上流端に配されて、ダクト2を介して車室内へ空気を送る送風機3、冷房手段を構成する冷凍サイクル4、暖房手段を成すヒータコア5、およびエアコン制御装置6を備える。送風機3は、ブロワケース3a、遠心式ファン3b、ブロワモータ3cより成り、このブロワモータ3cへの印加電圧に応じてブロワモータ3cの回転速度が決定される。ブロワ電圧は、モータ駆動回路7（図2参照）を介してエアコン制御装置6からの制御信号に基づいて制御される。ブロワケース3aには、車室内空気（内気）を導入する内気導入口8と、車室外空気（外気）を導入する外気導入口9とが形成されるとともに、吸込口モードに応じて内気導入口8と外気導入口9とを選択的に開閉する内外気切替ダンパ10が設けられている。

【0007】 ダクト2の下流端は、デフロスタダクト2a、フェイスダクト2b、フットダクト2cに分岐されて、各ダクト2a～2cの先端が車室内に開口するデフロスタ吹出口11、フェイス吹出口12、フット吹出口13とされている。デフロスタダクト2aとフェイスダ



3

クト2bの上流開口部には、吹出口モードに応じてデフロスタダクト2aとフェイスダクト2bとを選択的に開閉する吹出口切替ダンパ14が設けられ、フットダクト2cの上流開口部には、吹出口モードに応じてフットダクト2cを開閉する吹出口切替ダンパ15が設けられている。なお、デフロスタ吹出口11は、吹出空気が車両の窓ガラス16に向かって吹き出すように開口され、フェイス吹出口12は、吹出空気が乗員の頭部および胸部に向かって吹き出すように開口され、フット吹出口13は、吹出空気が乗員の足元に向かって吹き出すように開口されている。

【0008】冷凍サイクル4は、電磁クラッチ17を介してエンジン（本発明の駆動源：図示しない）によって駆動される冷媒圧縮機18と、この冷媒圧縮機18で圧縮された高温高压の冷媒をクーリングファン19の送風を受けて凝縮液化する冷媒凝縮器20と、冷媒凝縮器20より導かれた冷媒を一時蓄えて液冷媒のみ流すレシーバ21と、レシーバ21より導かれた液冷媒を減圧膨脹する減圧装置22と、ダクト2内に配されて、減圧装置22で減圧された低温低压の冷媒を送風機3の送風を受けて蒸発させる冷媒蒸発器23の各機能部品より構成され、それぞれ冷媒配管24によって環状に接続されている。なお、電磁クラッチ17は、クラッチ駆動回路25を介して、エアコン制御装置6から出力される制御信号（オンオフ信号）に基づいてオンオフ制御される。ヒータコア5は、ダクト2内で冷媒蒸発器23の下流（風下）に配置され、エンジン冷却水を熱源としてヒータコア5を通過する空気を加熱する。このヒータコア5は、ダクト2内で、ダクト2内を流れる空気がヒータコア5を迂回して流れるバイパス路26を形成するように配されてお

り、そのバイパス路26を通過する空気量とヒータコア5を通過する空気量との割合が、ダクト2内に設けられたエアミックスダンパ27によって調節される。

【0009】エアコン制御装置6は、マイクロコンピュータ6aを内蔵し、エアコン操作パネル28より出力される操作信号、および各センサ（後述する）からの検出信号が入力され、これらの信号を演算処理して、各ダンパ（内外気切替ダンパ10、吹出口切替ダンパ14、15、エアミックスダンパ27）を駆動するそれぞれのサーボモータ29、30、31、送風機3のプロワモータ3cを駆動するモータ駆動回路7、および電磁クラッチ17を駆動するクラッチ駆動回路25へ制御信号を出力する（図2参照）。上記センサには、内気温 $T_r$ を検出する内気センサ32、外気温 $T_{am}$ を検出する外気センサ33、日射量 $T_s$ を検出する日射センサ34、冷媒蒸発器23の吹出空気温度 $T_e$ を検出するエバ後温度センサ35、およびヒータコア5に供給されるエンジン冷却水の温度 $T_w$ を検出する水温センサ36等を含む。エアコン操作パネル28は、車室内のインストルメントパネル（図示しない）に配されて、乗員の希望する室内温度を

4

設定する温度設定器28a、冷媒圧縮機18の駆動をエアコン制御装置6に指令するエアコンスイッチ28b、吹出口を選択する吹出口モードスイッチ28c、吸込口（内気導入口8と外気導入口9）を選択する吸込口モードスイッチ28d、送風機3の風量を調節するファンスイッチ28e等が設けられている。

【0010】なお、エアコン制御装置6よりクラッチ駆動回路25へ出力されるオンオフ信号は、予めマイクロコンピュータ6aに記憶された冷媒圧縮機18のオンオフ温度と外気温 $T_{am}$ との関係を基に決定される。ここで、外気温 $T_{am}$ と冷媒圧縮機18のオンオフ温度との関係を説明する。本実施例では、図4に示すように、外気温 $T_{am}$ が0℃から5℃の間では、外気温 $T_{am}$ の低下に伴って冷媒圧縮機18のオンオフ温度の設定値が連続的に（リニアに）低下する。また、外気温 $T_{am}$ が5℃以上では、冷媒圧縮機18のオンオフ温度の間隔（ヒステリシス）を1℃に設定してあるが、外気温 $T_{am}$ が0℃以下では、冷媒圧縮機18のオンオフ温度の間隔を0.5℃に設定してあり、その間（外気温 $T_{am}$ が0℃から5℃の間）は、外気温 $T_{am}$ の低下に伴って冷媒圧縮機18のオンオフ温度の間隔が連続的に小さくなるように設定されている。

【0011】次に、冷媒圧縮機18のオンオフ制御に係わる本実施例の作動をエアコン制御装置6の処理手順に基づいて説明する。図3はエアコン制御装置6の処理手順を示すフローチャートである。まず、外気センサ33およびエバ後温度センサ35からの検出信号（外気温 $T_{am}$ 、吹出空気温度 $T_e$ ）を読み込む（ステップS1）。つぎに、エアコンスイッチ28bがオンされたか否かを判定する（ステップS2）。このステップS2の判定でエアコンスイッチ28bがオンされていない場合（N）は、冷媒圧縮機18を駆動する必要がないため、電磁クラッチ17をオフするためのオフ信号をクラッチ駆動回路25へ出力（ステップS3：オンオフ信号出力手段）し、その後ステップS1へ戻る。ステップS2の判定でエアコンスイッチ28bがオンされていると判定された場合（Y）は、図4に示すグラフより、外気温 $T_{am}$ に応じた冷媒圧縮機18のオンオフ温度を決定する（ステップS4：ヒステリシス設定手段）。つぎに、ステップS4で決定された冷媒圧縮機18のオンオフ温度に対して、エバ後温度センサ35で検出された冷媒蒸発器23の吹出空気温度 $T_e$ に応じて冷媒圧縮機18をオンするかオフするかの判定を行う（ステップS5）。このステップS5の判定で、冷媒圧縮機18をオフすると判定された場合は、電磁クラッチ17をオフするためのオフ信号をクラッチ駆動回路25へ出力（ステップS3：オンオフ信号出力手段）し、その後ステップS1へ戻る。また、ステップS5の判定で、冷媒圧縮機18をオンすると判定された場合は、電磁クラッチ17をオンするためのオン信号をクラッチ駆動回路25へ出力（ス

テップS6: オンオフ信号出力手段) し、その後ステップS1へ戻る。

【0012】このように、本実施例では、外気温 $T_{am}$ に応じて冷媒圧縮機18のオンオフ温度が異なり、外気温 $T_{am}$ が5℃以下になると、外気温 $T_{am}$ の低下に伴って冷媒圧縮機18のオンオフ温度の間隔が小さくなり、外気温 $T_{am}$ が0℃以下では、冷媒圧縮機18のオンオフ温度の間隔が0.5℃に設定されている。このため、外気温 $T_{am}$ が0℃以下の時には、外気温 $T_{am}$ : 0℃以上の時(特に5℃以上の時)より電磁クラッチ17のオンオフ周期が短くなり、一回毎のオフ時間も短くなる。この結果、外気温 $T_{am}$ が高い時に比べて冷媒圧縮機18の停止時間が短くなることから、外気が汚染された状況で内気モード(内気循環)とせざるを得ない様な場合でも、冷媒圧縮機18の停止時間中に生じる窓ガラス16の曇りを防止することができる。また、本実施例では、外気温 $T_{am}$ の低下に伴って冷媒圧縮機18のオンオフ温度の設定値が低くなるように設定されていることから、冷媒蒸発器23の吹出空気温度 $T_e$ が低くなる。その結果、窓ガラス16が曇り難くなる。なお、冷媒圧縮機18のオンオフ温度の間隔が小さくなることで、電磁クラッチ17の断続回数が増加することになるが、この場合、外気温 $T_{am}$ が高い時と比較して冷凍サイクル4内の高圧圧力が低いことから、冷媒圧縮機18の駆動トルクも小さくなる。従って、冷媒圧縮機18のオンオフ作動に伴うショックも小さくなり、電磁クラッチ17の断続回数が増加しても冷凍サイクル4の信頼性が低下することはない。

【0013】〔変形例〕本実施例では、冷媒圧縮機18のオンオフ温度の間隔(ヒステリシス)を、図4に示したように外気温 $T_{am}$ の低下に応じて小さくなるように設定したが、この例に限定するものではない。例えば、図5に示すように、冷媒圧縮機18のオン温度のみを外気温 $T_{am}$ に応じて変化させることで、冷媒圧縮機18のオ

ンオフ温度の間隔を変化させても良い。また、外気温 $T_{am}$ が0℃から5℃までの範囲では、外気温 $T_{am}$ の低下に伴って冷媒圧縮機18のオンオフ温度の間隔を連続的に(リニアに)小さくなるように設定したが、段階的に変化させても良い。この場合、リニアに変化させる場合よりコスト的に安価に構成することが可能である。本実施例では、冷媒蒸発器23の吹出空気温度 $T_e$ に基づいて冷媒圧縮機18のオンオフ作動を制御したが、冷媒蒸発器23の吹出空気温度 $T_e$ 以外に、この吹出空気温度に相当する物理量(例えば、冷媒蒸発器23のフィン温度、冷媒蒸発器23の蒸発温度、冷媒蒸発器23の冷媒温度もしくは冷媒圧力等)に基づいて冷媒圧縮機18のオンオフ作動を制御しても良い。

【図面の簡単な説明】

【図1】本実施例に係る車両用空調装置の全体模式図である。

【図2】本実施例の空調制御に係るブロック図である。

【図3】エアコン制御装置の処理手順を示すフローチャートである。

【図4】冷媒圧縮機のオンオフ温度と外気温との関係を示すグラフである。

【図5】本実施例の変形例を示すもので、冷媒圧縮機のオンオフ温度と外気温との関係を示すグラフである。

【符号の説明】

1 車両用空調装置

4 冷凍サイクル

6 エアコン制御装置(ヒステリシス設定手段、オンオフ信号出力手段)

17 電磁クラッチ

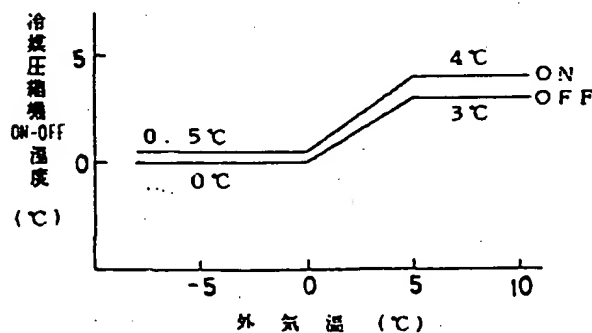
18 冷媒圧縮機

23 冷媒蒸発器

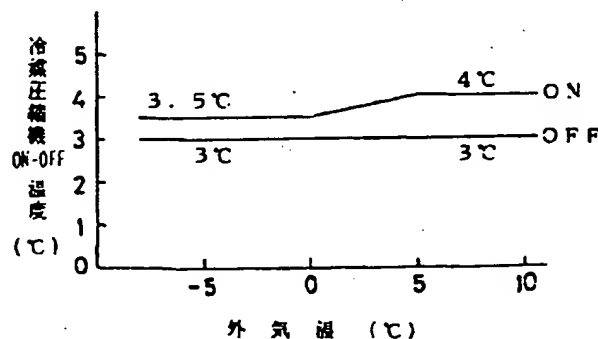
33 外気センサ(外気温検出手段)

35 エバ後温度センサ(物理量検出手段)

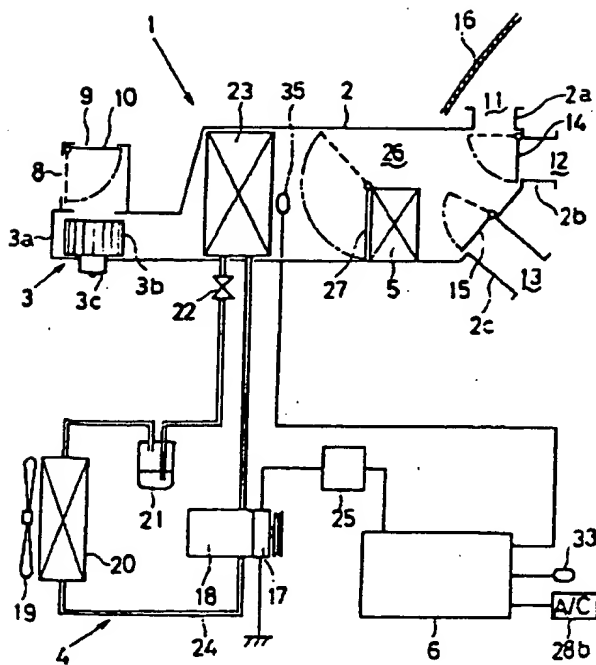
【図4】



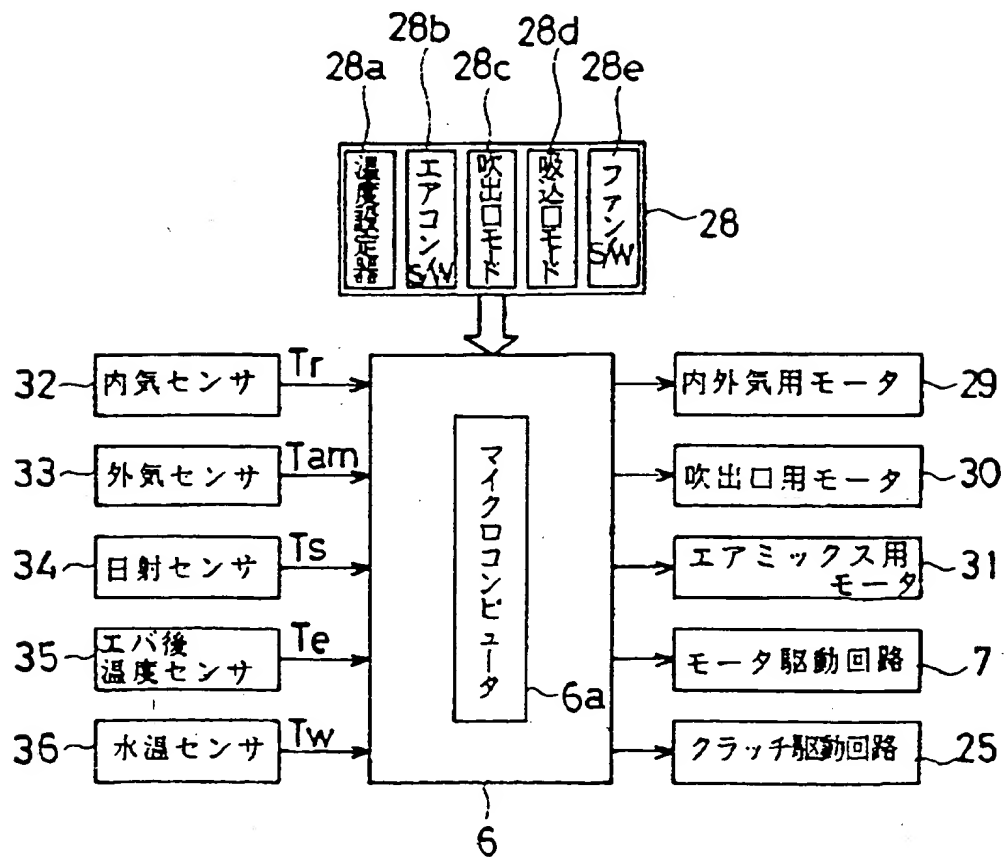
【図5】



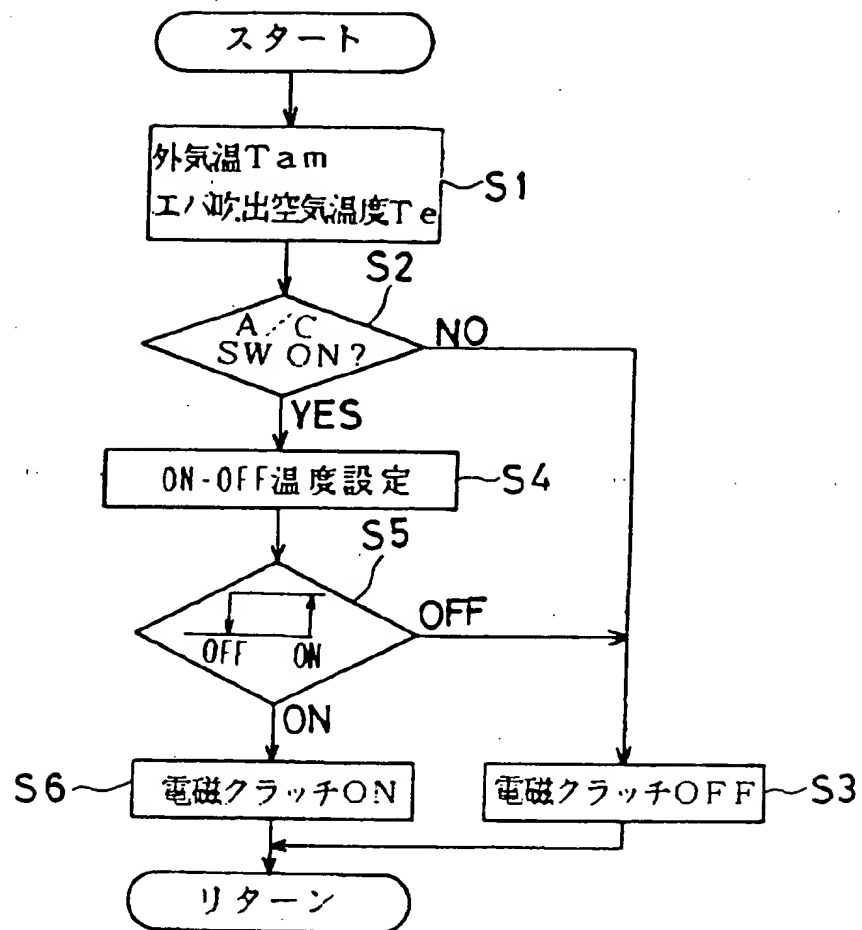
【図1】



【図2】



【図3】



good

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平7-69045

(43)公開日 平成7年(1995)3月14日

(51)Int. Cl. <sup>4</sup>	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
B 6 0 H 3/00	A			
1/32	1 0 2 E			

審査請求 未請求 請求項の数1 OL (全 9 頁)

(21)出願番号 特願平5-221147

(22)出願日 平成5年(1993)9月6日

(71)出願人 000004260

日本電装株式会社

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地

(72)発明者 山中 康司

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 日本電装株式会社内

(72)発明者 梯 伸治

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 日本電装株式会社内

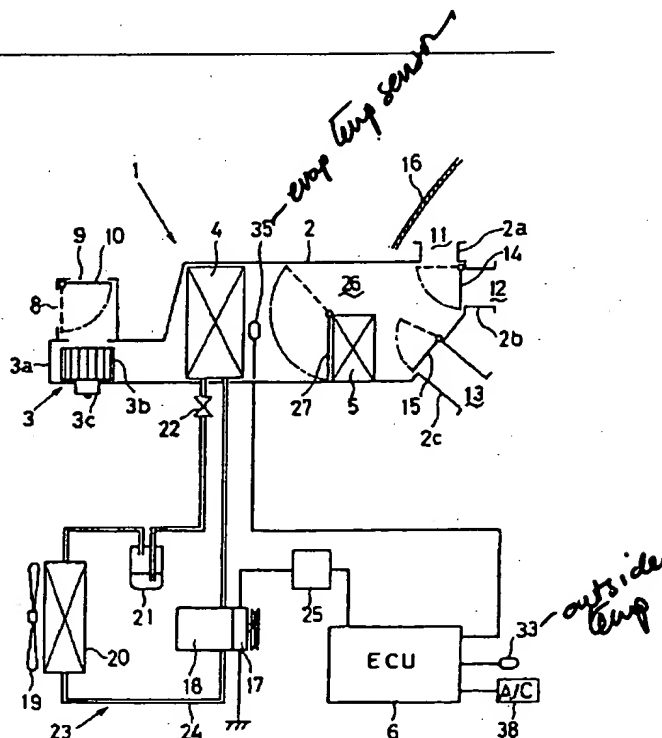
(74)代理人 弁理士 石黒 健二

(54)【発明の名称】 車両用空調装置

(57)【要約】

【目的】 車室外の温度が所定の温度以下に低下している時でもエバポレータのフロストを防止し、且つ窓ガラスの曇りを取り除くことを可能にする。

【構成】 内燃機関の冷却水を利用してエバポレータ4で冷却された空気を加熱するヒータコア5をダクト2内に設置すると共に、外気温センサ33とエバ後温度センサ35の検出信号に基づいてフロストカット制御を行うECU6を自動車用オートエアコン1に設置した。そして、乗員が車両に乗り込んで内燃機関の始動を開始した時に、車室外の温度が所定の温度以下に低下しており、車室内の温度も低く、車室内の相対湿度が高いときでも、コンプレッサ18の停止指示温度を通常より低い目標温度に設定し直すことにより、エバ後温度センサ35の検出温度が通常の目標温度以下に低下しても、エバポレータ4による吹出空気の除湿を行えるようにした。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 車室内に空気を送るためのダクトと、このダクト内を流れる空気を冷却する冷却手段と、内燃機関の冷却水を利用して前記ダクト内を流れる空気を加熱する加熱手段と、

前記冷却手段で冷却される空気の冷却温度を検出する冷却温度検出手段を有し、この冷却温度検出手段で検出された冷却温度が前記冷却手段の停止指示温度以下に低下した時に前記冷却手段の作動を停止させる制御装置とを備え、

前記制御装置は、車室外の温度を検出する車室外温度検出手段を有し、

前記内燃機関の始動開始時に、前記車室外温度検出手段で検出された車室外の温度が所定の温度以下に低下している場合は、前記内燃機関が所定の運転状態に達するまで前記冷却手段の停止指示温度を通常より低い目標温度に設定することを特徴とする車両用空気調和装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【産業上の利用分野】この発明は、車両用空気調和装置に関するもので、とくに冷凍サイクルのエバポレータで蒸発した冷媒を圧縮して吐出するコンプレッサの停止指示温度を変更するようにした車両用エアコンに係わる。

## 【0002】

【従来の技術】停車中の車両に乗り込んで内燃機関の始動開始時においては、内燃機関からヒータコアに流れ込む冷却水の水温が低く、車室内の温度は制御されておらず、車室外の温度が0℃以下に低下している場合には車室内の温度も車室外の温度近くまで低下しており、さらに乗員の発生する呼気等により車室内の相対湿度が高くなっているため、車両の窓ガラスが曇り易い。

【0003】そこで、車両用エアコンの除湿運転を開始すれば窓ガラスの曇りを取り除くことができるが、一般的にエバポレータのフロストを防止するためにエバポレータの冷却温度がコンプレッサの停止指示温度（例えば3℃）以下に低下するとコンプレッサをオフしている。

【0004】このため、内燃機関の始動開始時において車室外の温度が0℃以下に低下している時には、エバポレータの冷却温度がその温度より高くなることはない。したがって、車両用エアコンの除湿運転を行うことができず、ヒータコア内に流れ込む内燃機関の冷却水が所定の水温以上に上昇するまでの内燃機関の始動後の5分間位は窓ガラスの曇りを取り除くことができなかった。

【0005】そこで、例えば実開昭57-85167号公報には、車室外の温度が0℃以下に低下している時には、操作パネルに設置された強制スイッチを手動操作した後一定時間が経過するまでコンプレッサを強制的に作動させるようにして冬の窓ガラスの曇りを取り除くようにした技術が記載されている。

## 【0006】

【発明が解決しようとする課題】ところが、従来の技術においては、車室外の温度が0℃以下に低下している時に、強制スイッチを手動操作して一定時間だけコンプレッサを強制的に作動させるようにすると、コンプレッサの停止指示温度よりはるかにエバポレータの冷却温度が低下することになるので、エバポレータがフロストしてしまうという問題点があった。

【0007】この発明は、車室外の温度が所定の温度以下に低下している時でも冷却手段のフロストを防止することができ、且つ窓ガラスの曇りを取り除くことのできる車両用空気調和装置の提供を目的とする。

## 【0008】

【課題を解決するための手段】この発明は、車室内に空気を送るためのダクトと、このダクト内を流れる空気を冷却する冷却手段と、内燃機関の冷却水を利用して前記ダクト内を流れる空気を加熱する加熱手段と、前記冷却手段で冷却される空気の冷却温度を検出する冷却温度検出手段を有し、この冷却温度検出手段で検出された冷却温度が前記冷却手段の停止指示温度以下に低下した時に前記冷却手段の作動を停止させる制御装置とを備え、前記制御装置は、車室外の温度を検出する車室外温度検出手段を有し、前記内燃機関の始動開始時に、前記車室外温度検出手段で検出された車室外の温度が所定の温度以下に低下している場合は、前記内燃機関が所定の運転状態に達するまで前記冷却手段の停止指示温度を通常より低い目標温度に設定する技術手段を採用した。

## 【0009】

【作用】この発明によれば、車室外の温度が所定の温度以下に低下している場合に、加熱手段に流れ込む内燃機関の冷却水が安定するまで、すなわち、内燃機関が所定の運転状態に達するまで、冷却手段の停止指示温度が通常より低い目標温度に設定される。これにより、車室外の温度が所定の温度以下に低下しても、通常より低い目標温度以下に低下するまでは冷却手段の作動が継続されるので、ダクト内を車室内へ向けて流れる空気が冷却され除湿される。したがって、内燃機関の始動開始時に車室外の温度が所定の温度以下に低下しており、車室内の温度も低く、車室内の相対湿度が高くなっているときでも、ダクトから除湿された低湿度の吹出空気が吹き出されることになるので、車両の窓ガラスの曇りを取り除かれる。

【0010】また、車室外の温度が所定の温度以下に低下している場合に、内燃機関が所定の運転状態に達するまでの間、冷却温度検出手段で検出される冷却温度が通常より低い目標温度以下に低下したときには冷却手段の作動を停止することにより、冷却手段の冷却温度がフロストする温度まで低くなることはない。したがって、冷却手段の停止指示温度を通常より低い目標温度に設定しても冷却手段のフロストの発生が抑制される。

【0011】

【実施例】

【実施例の構成】次に、この発明の車両用空調装置を図1ないし図6に示す一実施例に基づいて説明する。ここで、図1は自動車用オートエアコンを示した図である。

【0012】自動車用オートエアコン1は、車室内に空気を導くダクト2、このダクト2の上流側に配されて、ダクト2を介して車室内へ空気を送るシロッコ型の送風機3、ダクト2内を流れる空気を冷却するエバポレータ4、ダクト2内を流れる空気を加熱するヒータコア5および各空調機器を制御する制御装置（以下ECUと呼ぶ）6を備える。

【0013】送風機3は、ブロワケース3a、遠心式ファン3b、ブロワモータ3cより構成され、ブロワモータ3cへの印加電圧に応じてブロワモータ3cの回転速度が決定される。ブロワ電圧は、ブロワ駆動回路7（図2参照）を介してECU6からの制御信号に基づいて制御される。

【0014】ブロワケース3aには、車室内空気（内気）を導入する内気導入口8と、車室外空気（外気）を導入する外気導入口9とが形成されていると共に、吸込口モードに応じて内気導入口8と外気導入口9とを選択的に開閉する内外気切替ダンパ10が回転自在に取り付けられている。

【0015】ダクト2の下流側には、デフロスタダクト2a、フェイスダクト2b、フットダクト2cに分岐されて、各ダクト2a～2cの先端が車室内に開口するデフロスタ吹出口11、フェイス吹出口12、フット吹出口13とされている。

【0016】デフロスタダクト2aとフェイスダクト2bの上流開口部には、吹出口モードに応じてデフロスタダクト2aとフェイスダクト2bとを選択的に開閉する吹出口切替ダンパ14が回転自在に取り付けられている。フットダクト2cの上流開口部には、吹出口モードに応じてフットダクト2cを開閉する吹出口切替ダンパ15が回転自在に取り付けられている。

【0017】なお、デフロスタ吹出口11は吹出空気が自動車の窓ガラス16に向かって吹き出すように開口され、フェイス吹出口12は吹出空気が乗員の頭胸部に向かって吹き出すように開口され、フット吹出口13は吹出空気が乗員の足元部に向かって吹き出すように開口されている。

【0018】エバポレータ4は、本発明の冷却手段であって、送風機3の下流側のダクト2内に配設され、送風機3により送風される空気と内部に流入する冷媒とを熱交換させて空気を冷却する冷媒蒸発器で、冷凍サイクル23を構成する要素の1つである。

【0019】冷凍サイクル23は、エバポレータ4からコンプレッサ18、クーリングファン19より送風を受

けるコンデンサ20、レシーバ21、エキスパンションバルブ22を介してエバポレータ4に冷媒が循環するように冷媒配管24によって接続されたものである。そして、コンプレッサ18は、電磁クラッチ17を介して内燃機関によって回転駆動されて高温、高圧のガス冷媒を吐出するものである。電磁クラッチ17は、クラッチ駆動回路25を介してECU6からの制御信号に基づいて制御される。

【0020】ヒータコア5は、本発明の加熱手段であって、エバポレータ4の下流側のダクト2内に配設され、内燃機関の冷却水を熱源としてヒータコア5を通過する空気を加熱する。このヒータコア5は、ダクト2内を流れる空気がヒータコア5を迂回して流れるバイパス路26を形成するように偏った位置に設けられている。バイパス路26を通過する空気量とヒータコア5を通過する空気量との割合は、ヒータコア5の上流側に回転自在に取り付けられたエアミックスダンパ27によって調節される。

【0021】ECU6は、CPU、ROM、RAM等を内蔵し、図2に示したように、エアコン操作パネル28より出力される操作信号、および後述する各センサからの検出信号が入力される。また、ECU6は、これらの入力信号と車室内の空調制御のための制御プログラムに基づいて各種演算処理を行って、内外気切替ダンパ10、吹出口切替ダンパ14、15、エアミックスダンパ27を駆動するサーボモータ29、30、31、送風機3のブロワモータ3cを駆動するブロワ駆動回路7、および電磁クラッチ17を駆動するクラッチ駆動回路25へ制御信号を出力する。

【0022】上記センサとしては、内気温センサ32、外気温センサ33、日射センサ34、エバ後温度センサ35および水温センサ36等が利用されている。内気温センサ32は、車室内の温度（内気温） $T_r$ を検出し、その検出温度に応じた検出信号をECU6に出力する。外気温センサ33は、本発明の車室外温度検出手段であって、車室外の温度（外気温） $T_{an}$ を検出し、その検出温度に応じた検出信号をECU6に出力する。

【0023】日射センサ34は、車室内に入射した日射量 $T_s$ を検出し、その検出温度に応じた検出信号をECU6に出力する。エバ後温度センサ35は、本発明の冷却温度検出手段であって、エバポレータ4で冷却される空気の冷却温度（エバポレータ4の冷却能力）、つまりエバポレータ4の出口空気温度（エバ後温度） $T_e$ を検出し、その検出温度に応じた検出信号をECU6に出力する。なお、冷却温度検出手段としては、エバポレータ4のフィン温度を検出する温度センサでも良い。水温センサ36は、内燃機関の冷却水の水温 $T_w$ を検出し、その検出温度に応じた検出信号をECU6に出力する。

【0024】エアコン操作パネル28は、車室内のインストルメントパネルに配設され、乗員の希望する室内温

度を設定する温度設定スイッチ37、コンプレッサ18の駆動をECU6に指令するエアコンスイッチ38、吹出口モードを切り替える吹出口モード切替スイッチ39、吸込口モードを切り替える吸込口モード切替スイッチ40、遠心式ファン3bの風量を調節するファンスイッチ41およびオフスイッチ42等が設けられている。

【0025】ここで、オートエアコン選択時のコンプレッサ18のフロストカット制御について説明する。ECU6は、図3の制御特性に示したように、エバ後温度センサ35のエバ後温度Teに応じてクラッチ駆動回路25を介して電磁クラッチ17をオン、オフすることによって、コンプレッサ18の運転および運転の停止を制御して、エバポレータ4のフロストを防止するフロストカット制御を行う。なお、コンプレッサ18は、エアコンスイッチ38を手動により電磁クラッチ17をオフした場合にも停止する。

【0026】具体的には、図3の制御特性に示したように、エバ後温度センサ35のエバ後温度Teが、コンプレッサ18の停止指示温度の通常目標温度TeOFF1（例えば3℃）以下に低下した際に、クラッチ駆動回路25を介して電磁クラッチ17をオフすることによりコンプレッサ18の運転を停止（オフ）させる。

【0027】また、図3の制御特性に示したように、エバ後温度センサ35のエバ後温度Teが、コンプレッサ18の運転指示温度の通常目標温度TeON1（=TeOFF1+1℃：例えば4℃）以上に上昇した際に、クラッチ駆動回路25を介して電磁クラッチ17をオンすることによりコンプレッサ18の運転を再開（オン）させる。

【0028】なお、この実施例のコンプレッサ18のフロストカット制御においては、外気温が所定の温度（例えば5℃）以下に低下している時に、図示しないイグニッションスイッチをオンしてから一定時間（例えば5分間）が経過するまで、コンプレッサ18の停止指示温度を通常より低い目標温度TeOFF2（例えば-10℃）に設定し、コンプレッサ18の運転指示温度を通常より低い目標温度TeON2（TeOFF2+2℃：例えば-8℃）\*

$$TA0 = Kset \cdot Tset - Kr \cdot Tr - Kam \cdot Tam - Ks \cdot Ts + C$$

【0033】ここで、Ksetは温度設定ゲイン、Tsetは温度設定スイッチ37で設定された設定温度、Krは内気温ゲイン、Trは内気温センサ32で検出された内気温、Kamは外気温ゲイン、Tamは外気温センサ33で検出された外気温、Ksは日射ゲイン、Tsは日射センサ34で検出された日射量、Cは補正定数である。

【0034】続いて、予め記憶されている目標吹出温度※

$$SW = (TA0 - Te) / (Tw - Te) \times 100 (\%)$$

【0035】ここで、Teはエバ後温度センサ35で検出されたエバ後温度（エバポレータ4の冷却能力信号）、Twは水温センサ36で検出された水温である。

【0036】次に、予め記憶されている目標吹出温度T★50

\*に設定するようにしている。

【0029】なお、通常より低い目標温度TeOFF2の設定においては、エバポレータ4がフロストしないように図4のグラフに基づいて設定される。例えば内燃機関の始動開始時に外気温が5℃であればエバポレータ4のフロスト温度が-9℃のため、この温度より高い温度（例えば-10℃）にTeOFF2を設定すれば良い。また、内燃機関の始動開始時に外気温が0℃であればエバポレータ4のフロスト温度が-11℃のため、この温度より高い温度（例えば-10℃）にTeOFF2を設定すれば良い。さらに、内燃機関の始動開始時に外気温が-5℃であればエバポレータ4のフロスト温度が-13℃のため、この温度より高い温度（例えば-12℃）にTeOFF2を設定すれば良い。したがって、外気温が低くなればなる程通常より低い目標温度TeOFF2を低い温度に設定することができる。

【0030】〔実施例の作用〕つきに、この自動車用オートエアコン1の作動を図1ないし図6に基づいて簡単に説明する。ECU6は、イグニッションスイッチがオンされると制御プログラムをスタートし、図5のフローチャートにしたがって演算、処理を実行する。

【0031】まず、各種制御タイマー等を初期化する（ステップS1）。次に、温度設定スイッチ37から設定温度Tsetを読み込む（ステップS2）。続いて、車室内の空調状態に影響を及ぼす車両環境状態を検出するために各種センサから入力信号を読み込む。すなわち、内気温センサ32で検出された内気温Tr、外気温センサ33で検出された外気温Tam、日射センサ34で検出された日射量Ts、エバ後温度センサ35で検出されたエバ後温度Teおよび水温センサ36で検出された冷却水温Twを読み込む（ステップS3）。

【0032】次に、上述のようにECU6に読み込んだ各種入力データ（内気温Tr、外気温Tam、日射量Ts）と以下の数1の式に基づいて、車室内へ吹き出す空気の目標吹出温度TA0を算出する（ステップS4）。

【数1】

※TA0に応じてブロワ電圧を決定するための制御特性に基づいて、遠心式ファン3bの風量を設定する。すなわち、ブロワ駆動回路7を介してブロワモータ3cに印加するブロワ電圧を設定する（ステップS5）。そして、以下の数2の式に基づいて、エアミックスダンパ27の目標開度SWを算出する（ステップS6）。

【数2】

★AUに応じて吹出口モードを決定するための制御特性や吹出口モード切替スイッチ39等の吹出口切替スイッチの設定位置に基づいて、吹出口モードを決定する（ステップS7）。次に、予め記憶されている目標吹出温度TA0



に応じて内外気導入モードを決定するための制御特性や吸込口モード切替スイッチ40の設定位置に基づいて吸込口モードを決定する(ステップS8)。そして、本発明の主内容であるフロストカット制御を行う(ステップS9)。

【0037】次に、前述のステップS5～S9で決定した制御信号をブロワ駆動回路7、サーボモータ29～31およびクラッチ駆動回路25等に出出力して遠心式ファン3b、内外気切替ダンパ10、吹出口切替ダンパ14、15およびエアミックスダンパ27を動作させると共にコンプレッサ18の電磁クラッチ17をオン、オフする(ステップS10)。

【0038】次に、ステップS10の処理を実行してから制御周期時間 $t_a$ が経過しているか否かを判断し(ステップS11)、この判断結果がNoの場合には制御周期時間 $t_a$ の経過を待つ。また、その判断結果がYesの場合にはステップS2の処理へ戻り、上述の演算、処理が繰り返される。以上の演算、処理を繰り返し実行することによって自動車用オートエアコン1が自動コントロールされる。

【0039】次に、ECU6におけるフロストカット制御について詳細に説明する。ここで、図6はフロストカット制御プログラムを示したフローチャートである。この図6のフローチャートは図5のフローチャートのステップS8の処理が終了したときにスタートする。

【0040】まず、内燃機関の始動が開始されてから、つまりイグニッションスイッチがオン(IG・ON)されてから一定時間 $t_b$ (例えば5分間)が経過しているか否かを判断する(ステップS21)。このステップS21の判断結果がYesの場合には、エアコンスイッチ38がオン(A/Cスイッチ・ON)されているか否かを判断する(ステップS22)。このステップS22の判断結果がNoの場合には、コンプレッサ18の電磁クラッチ17をオフ(OFF)する制御信号を出力して(ステップS23)、フロストカット制御を抜ける。

【0041】また、ステップS22の判断結果がYesの場合には、現在電磁クラッチ17がオン(ON)されているか否かを判断する(ステップS24)。このステップS24の判断結果がYesの場合には、エバ後温度センサ35で検出されたエバ後温度 $T_e$ が通常目標温度 $T_{eOFF1}$ (例えば3℃)以下に低下しているか否かを判断する(ステップS25)。

【0042】このステップS25の判断結果がYesの場合には、ステップS23の処理を行う。また、ステップS25の判断結果がNoの場合には、フロストカット制御を抜ける。

【0043】また、ステップS24の判断結果がNoの場合には、エバ後温度センサ35からのエバ後温度 $T_e$ が通常目標温度 $T_{eON1}$ (例えば4℃)以上に上昇しているか否かを判断する(ステップS26)。このステ

ップS26の判断結果がYesの場合には、コンプレッサ18の電磁クラッチ17をオン(ON)する制御信号を出力して(ステップS27)、フロストカット制御を抜ける。また、ステップS26の判断結果がNoの場合には、フロストカット制御を抜ける。

【0044】また、ステップS21の判断結果がNoの場合には、外気温センサ33からの外気温 $T_{am}$ が所定の温度 $T_A$ (例えば5℃)以下に低下しているか否かを判断する(ステップS28)。このステップS28の判断結果がNoの場合には、ステップS22の処理に移行する。

【0045】また、ステップS28の判断結果がYesの場合には、現在電磁クラッチ17がオン(ON)されているか否かを判断する(ステップS29)。このステップS29の判断結果がYesの場合には、エバ後温度センサ35からのエバ後温度 $T_e$ が通常より低い目標温度 $T_{eOFF2}$ (例えば-10℃)以下に低下しているか否かを判断する(ステップS30)。このステップS30の判断結果がYesの場合には、ステップS23の処理に移行する。また、ステップS30の判断結果がNoの場合には、フロストカット制御を抜ける。

【0046】また、ステップS29の判断結果がNoの場合には、エバ後温度センサ35からのエバ後温度 $T_e$ が通常より低い目標温度 $T_{eON2}$ (例えば-8℃)以上に上昇しているか否かを判断する(ステップS31)。このステップS31の判断結果がYesの場合には、ステップS27の処理に移行する。また、ステップS31の判断結果がNoの場合には、フロストカット制御を抜ける。

【0047】以上のように、自動車に乗車した時に外気温 $T_{am}$ が所定の温度 $T_A$ (例えば5℃)以下に低下している場合に、内燃機関が始動されてから一定時間(例えば5分間)が経過するまで、すなわち、ヒートコア5に流れ込む内燃機関の冷却水の水温 $T_w$ が車室内の温度制御が可能な水温(例えば40℃)に到達するまで、コンプレッサ18の停止指示温度を通常より低い目標温度 $T_{eOFF2}$ (例えば-10℃)に変更するようにしている。また、コンプレッサ18の運転指示温度を通常より低い目標温度 $T_{eON2}$ (例えば-8℃)に変更するようにしている。

【0048】これにより、外気温 $T_{am}$ が所定の温度 $T_A$ (例えば5℃)以下に低下しても、通常より低い目標温度 $T_{eOFF2}$ (例えば-10℃)以下に低下するまではコンプレッサ18の作動が継続される。このため、エバポレータ4内に流入する冷媒とダクト2内を車室内へ向けて流れる空気とが熱交換して空気を冷却することにより、車室内へ吹き出す吹出空気が除湿される。

【0049】〔実施例の効果〕したがって、自動車用オートエアコン1は、乗員が停車中の自動車に乗り込んでイグニッションスイッチをオンする内燃機関の始動開始

時に、外気温 $T_{am}$ が所定の温度 $T_A$ （例えば $5^{\circ}\text{C}$ ）以下に低下しており、内気温 $T_r$ も低く、車室内の相対湿度が高いときでも、煩わしい手動操作を行うことなく自動車用オートエアコン1の除湿運転が行われるので、車室内の相対湿度が低くなり、自動車の窓ガラス16の曇りの発生を防止することができる。

【0050】また、自動車用オートエアコン1は、外気温 $T_{am}$ が所定の温度 $T_A$ （例えば $5^{\circ}\text{C}$ ）以下に低下している場合に、内燃機関が始動されてから一定時間（例えば5分間）が経過するまでの間に、エバ後温度 $T_e$ が通常より低い目標温度 $T_{eOFF2}$ 以下に低下したときには電磁クラッチ17をオフしてコンプレッサ18の作動を停止することにより、エバポレータ4の温度がフロスト温度以下に低下することはないので、エバポレータ4のフロストを防止でき、自動車用オートエアコン1の除湿能力の低下を防止することができる。

【0051】〔変形例〕この実施例では、内燃機関の始動後に一定時間が経過するまでコンプレッサの停止指示温度を通常より低い目標温度に設定したが、内燃機関の始動後に内燃機関の冷却水の水温が所定水温（例えば $40^{\circ}\text{C}$ ）以上に上昇するまで停止指示温度を通常より低い目標温度に設定しても良い。また、内燃機関の潤滑油の温度が所定の油温以上に上昇するまでコンプレッサの停止指示温度を通常より低い目標温度に設定しても良い。さらに、エコノミー制御等のようにコンプレッサの停止指示温度の通常の目標温度が変更可能なものについても本発明を適用することが可能である。

【0052】この実施例では、冷却手段として冷凍サイクルのエバポレータを用いたが、冷却手段としてベルチエ素子等の冷却部品を用いても良い。また、冷却手段の冷却能力がオン、オフだけでなく、例えばインバータによる周波数変更によりコンプレッサの回転速度を変更したり、容量可変式コンプレッサを利用する等して、冷却

手段の冷却能力が幅広く変化するものに本発明を用いても良い。

#### 【0053】

【発明の効果】この発明は、内燃機関の始動開始時に車室外の温度が所定の温度以下に低下しており、車室内の温度も低く、車室内の相対湿度が高いときでも、冷却手段の停止指示温度を通常より低い目標温度に設定することにより、冷却手段のフロストの防止と窓ガラスの曇りの発生防止との両立を図ることができる。

#### 10 【図面の簡単な説明】

【図1】この発明を用いた自動車用オートエアコンの概略構造を示した構成図である。

【図2】この発明を用いたECUの概略構造を示したブロック図である。

【図3】エバ後温度に対するフロストカット制御特性を示した特性図である。

【図4】通常より低い目標温度と外気温との関係を示したグラフである。

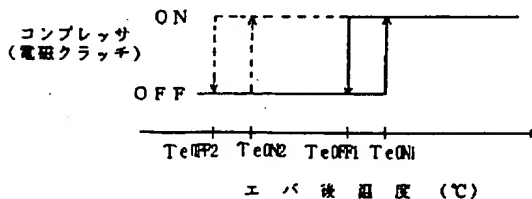
【図5】ECUの基本的な制御プログラムを示したフローチャートである。

【図6】図5のフロストカット制御プログラムを示したフローチャートである。

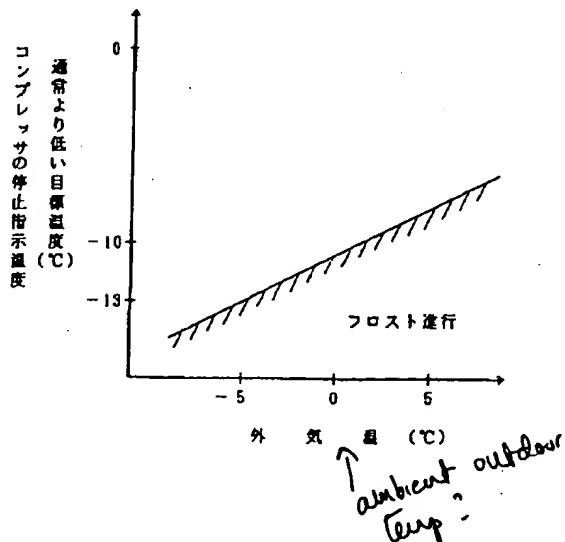
#### 【符号の説明】

- 1 自動車用オートエアコン（車両用空調装置）
- 2 ダクト
- 4 エバポレータ（冷却手段）
- 5 ヒータコア（加熱手段）
- 6 ECU（制御装置）
- 17 電磁クラッチ
- 18 コンプレッサ
- 33 外気温センサ（車室外温度検出手段）
- 35 エバ後温度センサ（冷却温度検出手段）

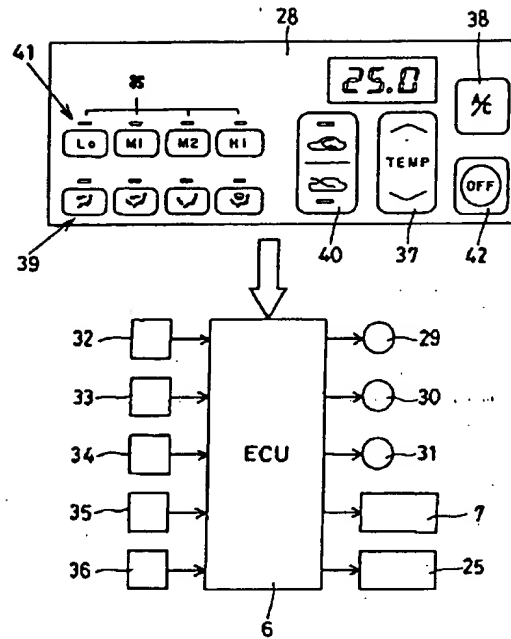
【図3】



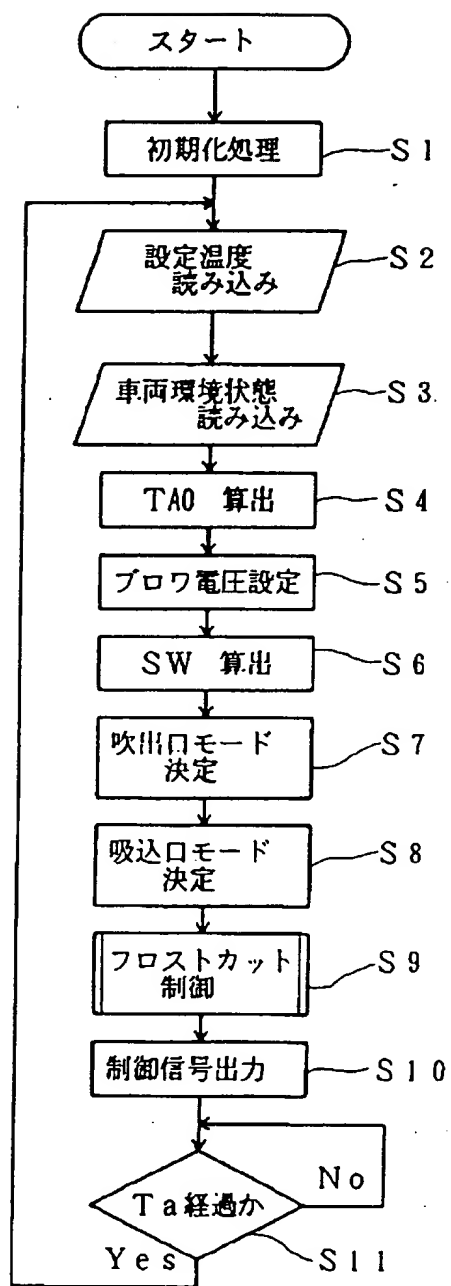
【図4】



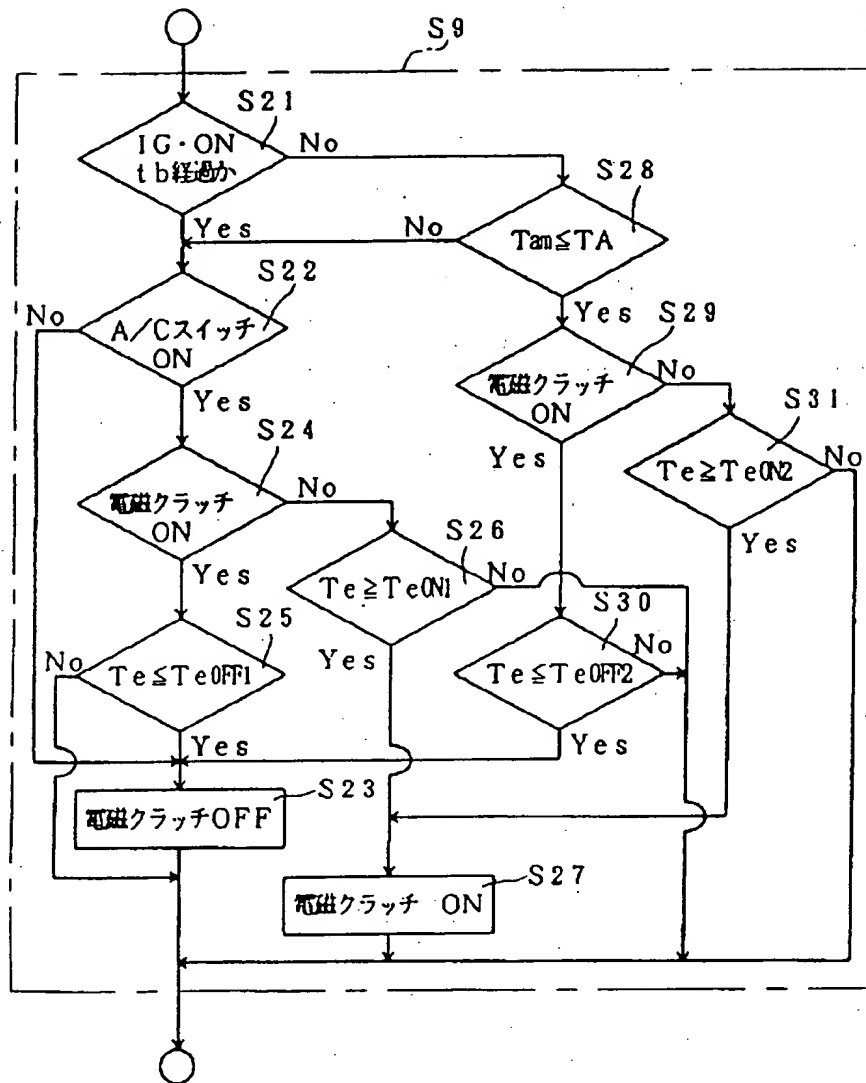
【図2】



【図5】



【図6】



PAT-NO: JP407069045A  
DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 07069045 A  
TITLE: AIR CONDITIONER FOR VEHICLE  
PUBN-DATE: March 14, 1995

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

YAMANAKA, YASUSHI  
KAKEHASHI, SHINJI

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME

NIPPONDENSO CO LTD

COUNTRY

N/A

APPL-NO: JP05221147

APPL-DATE: September 6, 1993

INT-CL (IPC): B60H003/00, B60H001/32

ABSTRACT:

PURPOSE: To prevent frost of an evaporator, and remove cloudiness of window glass even when a car outdoor temperature is lowered to a prescribed temperature or less.

CONSTITUTION: A heater core 5 is arranged in a duct 2 so as to heat air cooled by an evaporator 4 by using cooling water of an internal combustion engine, and an ECU6 is arranged in an automatic air conditioner 1 for an automobile so as to carry out frost cut control according to detecting signals of an outside air temperature sensor 33 and an after

evaporation temperature  
sensor 35. Even when a car outdoor temperature is lowered  
to a prescribed  
temperature or less and a car indoor temperature is also  
low and car indoor  
relative humidity is high when an occupant gets on a  
vehicle and starts the  
internal combustion engine, if a stopping indication  
temperature of a  
compressor 18 is reset to a target temperature lower than  
usual, even if a  
detecting temperature of the after evaporation temperature  
sensor 35 is lowered  
to an ordinary target temperature or less, blowoff air by  
the evaporator 4 can  
be dehumidified.

COPYRIGHT: (C)1995,JPO

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開平5-124426

(43) 公開日 平成5年(1993)5月21日

(51) Int.Cl.<sup>5</sup>

B 6 0 H 1/12

B 6 0 S 1/54

識別記号

庁内整理番号

F I

技術表示箇所

G 9252-3L

F 9254-3D

審査請求 未請求 請求項の数1 (全 9 頁)

(21) 出願番号 特願平3-291396

(22) 出願日 平成3年(1991)11月7日

(71) 出願人 000003997

日産自動車株式会社

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

(72) 発明者 佐川 智彦

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産  
自動車株式会社内

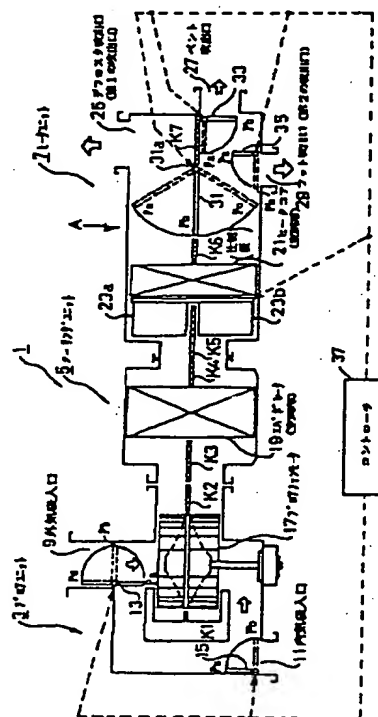
(74) 代理人 弁理士 三好 保男 (外4名)

(54) 【発明の名称】 車両用空調装置

(57) 【要約】

【目的】 フロントガラスやサイドウィンド等の曇りを適切に除去しつつ、車室内を迅速に暖房することのできる車両用空調装置を提供する。

【構成】 車室外の空気が吸入される外気吸入口と、車室内の空気が吸入される内気吸入口と、外気吸入口又は内気吸入口から吸入された空気の空調を行う空調部と、ウィンドガラスへ空気を吹出す第1の吹出口と、少なくともフット吹出口から足元へ空気を吹出す第2の吹出口と、外気吸入口から吸入された空気を空調部を介して第1の吹出口へ導く通路と、内気吸入口から吸入された空気を空調部を介して第2の吹出口へ導く通路とを仕切るための仕切板とを有して構成される。





1

## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 外気を導入する外気吸入口と、  
内気を導入する内気吸入口と、  
前記外気吸入口及び内気吸入口から導入された空気の空調を行う空調部と、  
ウィンドガラスへ空気を吹出す第1の吹出口と、  
少なくともフット吹出口から車室内へ空気を吹出す第2の吹出口と、  
前記外気吸入口から導入された空気を前記空調部を介して前記第1の吹出口へ導く通路と、前記内気吸入口から導入された空気を前記空調部を介して前記第2の吹出口へ導く通路とを形成する仕切板と、  
この仕切板に開閉自在に設けられ、少なくとも外気吸入口から導入された空気を第2の吹出口へ導き得る開閉手段とを有することを特徴とする車両用空調装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は、車両用空調装置に関し、特に車室内の暖房及びウィンドガラスの曇りの除去を行う車両用空調装置に関するものである。

## 【0002】

【従来の技術】 近年においては、車載用の空調装置が種々開発されている。図5は昭和62年9月日産自動車（株）発行、サービス周報第588号E-31頁に記載される従来の車両用空調装置を示したものである。

【0003】 この図5に示される車両用空調装置101は、インテークユニット103と、クーリングユニット105と、ヒータユニット107とから構成されている。インテークドア109を切り替えることにより車室外の空気である外気、又は車室内の空気である内気がそれぞれ外気吸入口111及び内気吸入口113から吸入される。外気吸入口111から吸入された外気若しくは内気吸入口113から吸入された内気はブロワファンモータ115によってエバポレータ117へ送風される。このエバポレータ117で冷却された空気はヒータユニット107へ導入される。ヒータユニット107内のヒータコア119の前面にはエアミックスドア121が配置され、このエアミックスドア121の開度に応じてヒータコア119を通過する空気の量が調整される。

【0004】 例えば、デフロスタモードにおいてはデフロア123が開放して吹出口125からフロントガラス等へ空気が吹出される。ベントモードにおいてはベントドア127が開放して吹出口129から運転者の胸元へ空気が吹出される。また、フットモードにおいてはフットドア131が開放して吹出口133から運転者の足元へ空気が吹出される。

## 【0005】

【発明が解決しようとする課題】 ところで、冬期、特に寒冷地では、エンジンの始動時に、エンジンの暖気運転及び車室内の暖房を行うと共に、フロントガラスやサイ

2

ドウィンド等の曇りを除去する必要がある。この曇りは冷えたフロントガラスやサイドウィンド等に車室内の水蒸気が付着して生じるものである。そのため外気導入モードに設定して、外気吸入口111を開放し、低湿度の外気を導入した状態で車室内の暖房を行うようにしている。従って、外気吸入口111から冷たい外気を常に吸入しているので、車室内を暖房するのに時間を要した。このため、フロントガラスやサイドウィンド等の曇りを適切に除去しつつ、車室内を迅速に暖房することのできる車両用空調装置が望まれていた。

【0006】 本発明は上記課題に鑑みて成されたもので、フロントガラスやサイドウィンド等の曇りを適切に除去しつつ、車室内を迅速に暖房することのできる車両用空調装置を提供することを目的とする。

## 【0007】

【課題を解決するための手段】 上記目的を達成するため本発明は、外気を導入する外気吸入口と、内気を導入する内気吸入口と、前記外気吸入口及び内気吸入口から導入された空気の空調を行う空調部と、ウィンドガラスへ空気を吹出す第1の吹出口と、少なくともフット吹出口から車室内へ空気を吹出す第2の吹出口と、前記外気吸入口から導入された空気を前記空調部を介して前記第1の吹出口へ導く通路と、前記内気吸入口から導入された空気を前記空調部を介して前記第2の吹出口へ導く通路とを形成する仕切板と、この仕切板に開閉自在に設けられ、少なくとも外気吸入口から導入された空気を第2の吹出口へ導き得る開閉手段とを有することを要旨とする。

## 【0008】

【作用】 本発明は、外気吸入口から第1の吹出口へ通じる通路と、内気吸入口から第2の吹出口へ通じる通路とを仕切るための仕切板と、この仕切板に開閉自在に設けられる開閉手段とを有しており、この開閉手段が開状態にあるときには外気吸入口から導入された空気が空調部を介して第1の吹出口へ導かれると共に、内気吸入口から導入された空気が空調部を介して第2の吹出口から少なくともフット吹出口へ導かれる。従って、外気によって空調された空気がウィンドガラスへ吹出されるので、ウィンドガラスの曇りを適切に除去することができる。また、内気によって空調された空気が車室内へ吹出されるので、車室内を迅速に暖房することができる。

【0009】 また、開閉手段が開状態にあるときには外気吸入口から導入された空気を空調部を介して第2の吹出口へ導くことができる。従って、新鮮な外気を車室内に第2の吹出口を介して導くことができる。

## 【0010】

【実施例】 以下、本発明に係る一実施例を図面を参照して詳細に説明する。図1は本発明に係る車両用空調装置を示す断面図であり、図2は図1の矢視Aから見た場合を示す要部の断面図である。まず、図1及び図2を参照

して構成を説明する。

【0011】車両用空調装置1はブロアユニット3と、クーリングユニット5及びヒータユニット7から構成されている。ブロアユニット3には外気吸入口9と、内気吸入口11とが開口されている。外気吸入口9には外気切替用ドア13が配置され、内気吸入口11には内気切替用ドア15が配置されている。外気切替用ドア13は位置Pa、Pb、Pcへ回動し得るようになっている。外気切替用ドア13が位置Paに回動したときには外気吸入口9から吸入された空気が後述するデフロスタ用の吹出口からのみ吹出される。外気切替用ドア13が位置Pbに回動したときには外気吸入口9が閉鎖される。外気切替用ドア13が位置Pcに回動したときには外気吸入口9から外気が吸入され、このとき設定されたモードに応じてデフロスタ用の吹出口のみならず、他の吹出口からも空気が吹出される。

【0012】また、内気切替用ドア15は位置Pa、Pbへ回動し得るようになっている。内気切替用ドア15が位置Paに回動したときには、車室内の空気が吸入される。また、内気切替用ドア15が位置Pbに回動したときには、内気吸入口11が閉鎖される。

【0013】ブロワファンモータ17は外気吸入口9又は内気吸入口11から吸入された空気をクーリングユニット5へ導入する。クーリングユニット5にはエバポレータ19が配置され、ブロワファンモータ17によって吹き付けられた空気を冷却する。このエバポレータ19によって冷却された空気はヒータユニット7へ供給される。ヒータユニット7にはヒータコア21が配置され、ヒータコア21の上流側にはエアミックスドア23a、23bが配置されている。このエアミックスドア23a、23bは位置Pa、Pbへ回動し得るようになっており、エアミックスドア23a、23bの開度を調整することにより、ヒータコア21を通過する空気の量が調整される。

【0014】エアミックスドア23aを例にとって具体的に説明すると、図2に示すようにヒータコア21はヒータユニット7の下部に配置されており、エアミックスドア23aを位置Paへ回動させたときには、全ての空気がヒータコア21内を通過する。また、エアミックスドア23aを位置Pbへ回動させたときには、ヒータコア21内を通過することなく全ての空気がヒータコア21の上側を通過する。従って、エアミックスドア23aを位置PaとPbの間に回動させたときには、このエアミックスドア23aの開度に応じてヒータコア21内を通過する空気の量が調整される。このときヒータコア21内を通過する空気が加温、すなわち暖められる。また、ヒータユニット7内のヒータコア21と、前記クーリングユニット5内のエバポレータ19とで、空調部を構成し、外気吸入口9又は内気吸入口11から吸入された空気の空

調を行う。

【0015】また、ヒータユニット7はデフロスタ用のデフロスタ吹出口25、ベント用のベント吹出口27、フット用のフット吹出口29が開口されている。デフロスタ吹出口25はフロントガラス等のウィンドガラスへ空気を吹出す第1の吹出口であり、ベント吹出口27は運転者の胸元へ空気を吹出すための吹出口であり、フット吹出口29は運転者の足元へ空気を吹出す第2の吹出口である。デフロスタ用のデフロスタ吹出口25、ベント用のベント吹出口27、フット用のフット吹出口29に対応してそれぞれデフロスタ用のデフドア31、ベント用のベントドア33、フット用のフットドア35が配置されている。

【0016】さらに、コントローラ37は設定モードに応じて外気切替用ドア13、内気切替用ドア15、エアミックスドア23a、23b、デフドア31、ベントドア33及びフットドア35の回動を制御するものである。

【0017】前述したブロワファンモータ17、エバポレータ19、ヒータコア21は空気の流れる方向に対して一列に配列されており、この配列のほぼ中心線上に複数の仕切板K1、K2、…、K7が配設されている。この複数の仕切板K1、K2、…、K7は第1の吹出口であるデフロスタ吹出口25へ通じる通路と、第2の吹出口であるフット吹出口29へ通じる通路とを形成するための仕切板である。すなわち複数の仕切板K1、K2、…、K7によって外気吸入口9から吸入された空気を空調部を介してデフロスタ吹出口25へ導くための通路と、内気吸入口11から吸入された空気を空調部を介してフット吹出口29へ導くための通路とが形成される。また、仕切板K6とK7の間にデフドア31の回動軸31aが配置され、デフドア31が位置Pbへ回動した場合に、仕切板K6、K7とデフドア31が直線状に形成される。

【0018】次に、図3及び図4を参照して作用を説明する。

【0019】まずベントモード時の作用を説明する。ベントモードである場合には、デフフットモードでもなく、デフモードでもないのでステップS1、3を介してステップS5へ進みデフドア31を位置Paへ回動してデフロスタ吹出口25を閉鎖する。続いてステップS7へ進みベントモードであるかどうかを判断する。ステップS7でベントモードであることを判断した場合は、ステップS11へ進みベントドア33を位置Paへ回動してベント吹出口27を開放すると共に、フットドア35を位置Pbへ回動してフット吹出口29を閉鎖する。続いてステップS17では吸入口のモードが外気導入モードであるかどうかを判断する。

【0020】ここでベントモードで且つ外気導入モードである場合には、ステップS17からステップS19へ

5

進み外気切替用ドア13を位置Pcへ回動し、内気切替用ドア15を位置Pbへ回動する。従って、内気吸入口11が閉鎖され、外気吸入口9からだけ外気が吸入される。この吸入された外気はブロワファンモータ17によってクーリングユニット5、ヒータユニット7へ導入され空調される。前述したように、デフドア31、ベントドア33が位置Paへ回動し、フットドア35が位置Pbへ回動しており、吹出口25、29が閉鎖され、吹出口27が開放しているため、外気によって空調された空気が吹出口27から運転者の胸元へ吹出される。

【0021】次に、ベントモードで且つ内気導入モードである場合には、ステップS17からステップS21へ進み外気切替用ドア13を位置Pbへ回動し、内気切替用ドア15を位置Paへ回動する。従って、外気吸入口9が閉鎖され、内気吸入口11からだけ内気が吸入される。この吸入された空気は、ブロワファンモータ17によってクーリングユニット5、ヒータユニット7へ導入され空調される。このとき、デフドア31、ベントドア33が位置Paへ回動し、フットドア35が位置Pbへ回動しており、吹出口25、29が閉鎖され、吹出口27が開放しているため、内気によって空調された空気が吹出口27から運転者の胸元へ吹出される。

【0022】次に、バイレベルモード時の作用を説明する。バイレベルモードである場合には、デフフットモードでもなく、デフモードでもなく、ベントモードでもないためステップS1、3、5、7を介してステップS9へ進む。ステップS9でバイレベルモードであることを判断した場合にはステップS13へ進む。ステップS13では、ベントドア33を位置Paへ回動してベント吹出口27を開放すると共に、フットドア35を位置Paへ回動してフット吹出口29を開放する。続いてステップS17では吸入口のモードが外気導入モードであるかどうかを判断する。

【0023】ここでバイレベルモードで且つ外気導入モードである場合には、ステップS17からステップS19へ進み外気切替用ドア13を位置Pcへ回動し、内気切替用ドア15を位置Pbへ回動する。従って、内気吸入口11が閉鎖され、外気吸入口9からだけ外気が吸入される。この吸入された外気はブロワファンモータ17によってクーリングユニット5、ヒータユニット7へ導入され空調される。前述したように、デフドア31、ベントドア33、フットドア35が位置Paへ回動しており、吹出口25が閉鎖され、吹出口27、29が開放しているため、外気によって空調された空気が吹出口27から運転者の胸元へ吹出されると共に、吹出口29から運転者の足元へ吹出される。

【0024】次に、バイレベルモードで且つ内気導入モードである場合には、ステップS17からステップS21へ進み外気切替用ドア13を位置Pbへ回動し、内気切替用ドア15を位置Paへ回動する。従って、外気吸

6

入口9が閉鎖され、内気吸入口11からだけ内気が吸入される。この吸入された空気はブロワファンモータ17によってクーリングユニット5、ヒータユニット7へ導入され空調される。このとき、デフドア31、ベントドア33、フットドア35が位置Paへ回動しており、吹出口25が閉鎖され、吹出口27、29が開放しているため、内気によって空調された空気が吹出口27から運転者の胸元へ吹出されると共に、吹出口29から運転者の足元へ吹出される。

10 【0025】次に、フットモード時の作用を説明する。フットモードである場合には、デフフットモードでもなく、デフモードでもなく、ベントモードでもなく、バイレベルモードでもないためステップS1、3、5、7、9を介してステップS15へ進む。ステップS15ではベントドア33を位置Pbへ回動してベント吹出口27を閉鎖すると共に、フットドア35を位置Paへ回動してフット吹出口29を開放する。続いてステップS17では吸入口のモードが外気導入モードであるかどうかを判断する。

20 【0026】ここでフットモードで且つ外気導入モードである場合には、ステップS17からステップS19へ進み外気切替用ドア13を位置Pcへ回動し、内気切替用ドア15を位置Pbへ回動する。従って、内気吸入口11が閉鎖され、外気吸入口9からだけ外気が吸入される。この吸入された外気はブロワファンモータ17によってクーリングユニット5、ヒータユニット7へ導入され空調される。このとき、デフドア31が位置Paへ回動し、ベントドア33が位置Pbへ回動し、フットドア35が位置Paへ回動しており、吹出口25、27が閉鎖され、吹出口29が開放しているため、前述の空調された空気が吹出口29から運転者の足元へ吹出される。

30 【0027】次に、フットモードで且つ内気導入モードである場合には、ステップS17からステップS21へ進み外気切替用ドア13を位置Pbへ回動し、内気切替用ドア15を位置Paへ回動する。従って、外気吸入口9が閉鎖され、内気吸入口11からだけ内気が吸入される。この吸入された空気はブロワファンモータ17によってクーリングユニット5、ヒータユニット7へ導入され空調される。このとき、デフドア31が位置Paへ回動し、ベントドア33が位置Pbへ回動し、フットドア35が位置Paへ回動しており、吹出口25、27が閉鎖され、吹出口29が開放しているため、内気によって空調された空気が吹出口29から運転者の足元へ吹出される。

40 【0028】次に、デフフットモード時の作用を説明する。ステップS1ではデフフットモードであるかどうかを判断しており、デフフットモードである場合にはステップS1からステップS27へ進む。ステップS27では、デフドア31を位置Pbへ回動してデフロスタ吹出口25を開放する。続いてステップS29ではベントド

50

7

ア33を位置Pbへ回動し、フットドア35を位置Paへ回動する。続いてステップS31では外気切替用ドア13を位置Paへ回動する。このように、外気切替用ドア13が位置Paに回動し、デフドア31が位置Pbへ回動するので、外気吸入口9、吹出口25が開放し、外気吸入口9から空調部を介して吹出口25へ通じる通路が形成される。従って、外気吸入口9から吸入された外気がクーリングユニット5、ヒータユニット7へ導入され空調されることになり、外気を用いて温度調整された空気が吹出口25からフロントガラスへ吹出される。従って、ウインドガラスの曇りを適切に除去することができる。

【0029】また、ステップS31では、内気切替用ドア15が位置Paへ回動する。このとき、前述したようにベントドア33が位置Pbへ回動し、フットドア35が位置Paへ回動しており、吹出口27が閉鎖され、内気吸入口11および吹出口29が開放するので、内気吸入口11から空調部を介して吹出口29へ通じる通路が形成される。従って、内気吸入口11から吸入された内気がクーリングユニット5、ヒータユニット7へ導入され空調されることになり、内気を用いて温度調整された空気が吹出口29から運転者の足元へ吹出される。このように内気によって空調された空気が足元へ吹出されるので、車室内を迅速に暖房することができる。

【0030】一方、このデフフットモード時には、デフドア31が位置Pbへ回動した状態で、内気切替用ドア15が位置Paへ回動し、ベントドア33が位置Pbへ回動し、フットドア35が位置Paへ回動する。この結果、ベント吹出口27が閉鎖され、内気吸入口11およびフット吹出口29が開放するので、内気吸入口11から空調部を介してフット吹出口29へ通じる通路が形成される。従って、内気吸入口11から吸入された内気がクーリングユニット5、ヒータユニット7へ導入され、内気を用いて温度調整された空気がフット吹出口29から運転者の足元へ吹出される。このように内気によって空調された空気が足元へ吹出されるので、車室内を迅速に暖房することができる。

【0031】次に、デフロスタモード時の作用を説明する。デフフットモードでない場合には、ステップS1からステップS3へ進む。ステップS3でデフロスタモードであることを判断した場合にはステップS23へ進む。ステップS23ではデフドア31を位置Pcへ回動する。続いてステップS25ではベントドア33を位置Pbへ回動してベント吹出口27を閉鎖すると共に、フットドア35を位置Pbへ回動してフット吹出口29を閉鎖する。次にステップS19へ進み、外気切替用ドア13を位置Pcへ回動し、内気切替用ドア15を位置Pbへ回動する。従って、内気吸入口11が閉鎖され、外

8

気吸入口9からだけ外気が吸入される。この吸入された外気はブロワファンモータ17によってクーリングユニット5、ヒータユニット7へ導入され空調される。また、前述したように、デフドア31が位置Pcへ回動し、ベントドア33、フットドア35が位置Pbへ回動しており、吹出口27、29が閉鎖され、吹出口25が開放しているので、外気を用いて温度調整された空気の全量が吹出口25からフロントガラスへ吹出される。

【0032】なお、上述した実施例においては、ベントドア33が位置Pbへ回動し、フットドア35が位置Paへ回動するデフフットモード時においてのみ、デフドア31が位置Pbへ回動した状態となり外気を用いて温度調整された空気がデフロスタ吹出口25からフロントガラスへ吹出され、内気を用いて温度調整された空気がフット吹出口29から運転者の足元へ吹出されるようにしたが、これに限定されることなく、例えばベントドア33が位置Paへ回動した状態であるベントモード或いはバイレベルモードでも使用可能にしても良いのはいうまでもないことである。

【0033】

【発明の効果】以上説明してきたように本発明によれば、第1の吹出口へ通じる通路と、第2の吹出口へ通じる通路とを仕切るための仕切板を設けたので、外気吸入口から吸入された空気が空調部を介して第1の吹出口へ導かれると共に、内気吸入口から吸入された空気が空調部を介して第2の吹出口へ導かれる。従って、外気によって空調された空気がウインドガラスへ吹出されるので、ウインドガラスの曇りを適切に除去することができる。また、内気によって空調された空気が足元へ吹出されるので、車室内を迅速に暖房することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明に係る実施例の断面図である。

【図2】図1の実施例を矢視Aから見た場合の要部を示した断面図である。

【図3】各モードにおける各ドアの回動位置を示した表図である。

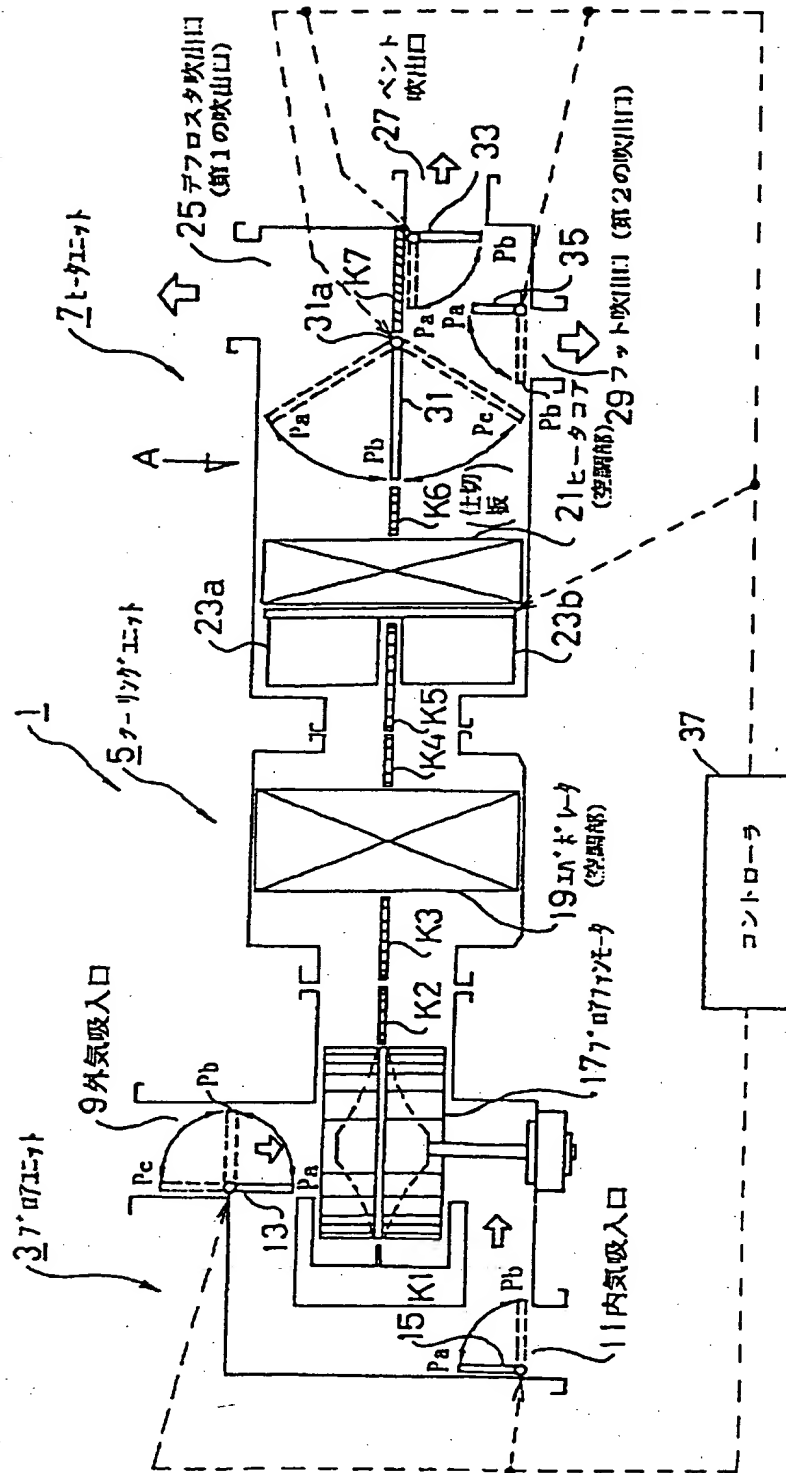
【図4】本発明に係る実施例の作用を示したフローチャートである。

【図5】従来例の断面図である。

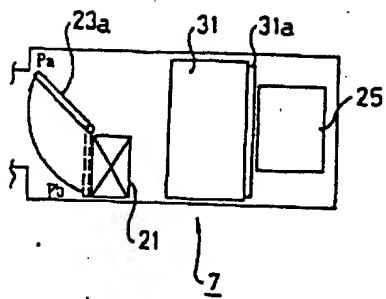
【符号の説明】

- 9 外気吸入口
- 11 内気吸入口
- 19 エバポレータ
- 21 ヒータコア
- 25 デフロスタ吹出口
- 29 フット吹出口
- K 仕切板

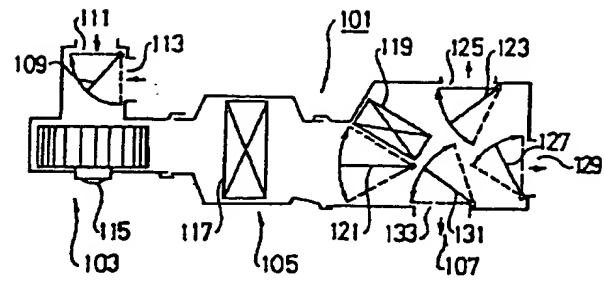
[図1]



【図2】



【図5】



〔図3〕

モード	入気		排気		入気		排気		モード	モード
	外気	内気	外気	内気	外気	内気	外気	内気		
外気切替	Pc	Pb	Pc	Pb	Pc	Pb	Pc	Pb	Pa	Pc
内気切替	Pb	Pa	Pb	Pa	Pb	Pa	Pb	Pa	Pa	Pb
モード	Pa		Pa		Pa		Pa		Pb	Pc
モード	Pa		Pa		Pa		Pb		Pb	Pb
モード	Pb		Pb		Pa		Pa		Pa	Pb

【図4】

